

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»**

Кафедра «Детали машин, путевые и строительные машины»

В. А. ДОВГЯЛО, А. М. ЩЕМЕЛЕВ, Ю. А. ШЕБЗУХОВ

МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ. ПРАКТИКУМ

Гомель 2016

0

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра «Детали машин, путевые и строительные машины»

В. А. ДОВГЯЛО, А. М. ЩЕМЕЛЕВ, Ю. А. ШЕБЗУХОВ

МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ. ПРАКТИКУМ

*Допущено Министерством образования Республики Беларусь
в качестве учебного пособия для студентов учреждений высшего образования
по специальностям «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины
и оборудование», «Техническая эксплуатация погрузочно-разгрузочных, путевых,
дорожно-строительных машин и оборудования»*

Гомель 2016

УДК 624.132.3 (075.8)
ББК 38.623
Д58

Рецензенты: кафедра «Строительные и дорожные машины» Белорусского национального технического университета (зав. кафедрой доктор технических наук, профессор *А. В. Вавилов*); доцент кафедры «Мелиоративные и строительные машины» Белорусской государственной сельскохозяйственной академии кандидат технических наук, доцент *Е. И. Мажугин*.

Довгяло, В. А.

Д58 Машины для земляных работ. Практикум : учеб. пособие / В. А. Довгяло, А. М. Щемелев, Ю. А. Шебзухов ; М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2016. – 391 с.

ISBN 978-985-554-426-6

Изложен комплексный подход к изучению машин для земляных работ, который охватывает лекционные, практические и лабораторные занятия. Рассмотрены классификация, устройство и особенности конструкции машин, приведены методики расчета параметров, которые целесообразно использовать на практических занятиях и при работе над курсовым проектом.

Рассмотрено взаимодействие рабочих органов и движителей машин с грунтами. Представлены методики и лабораторное оборудование для экспериментального определения свойств грунта как объекта разработки, а также для определения характеристик взаимодействия колесных и гусеничных движителей с грунтом как опорной поверхностью.

Предназначено для студентов специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» дневной и заочной форм обучения, а также других специальностей, связанных с дорожным строительством и эксплуатацией машин для земляных работ. Оно будет полезно магистрантам и специалистам строительного комплекса.

УДК 624.132.3 (075.8)
ББК 36.623

ISBN 978-985-554-426-6

© Довгяло В. А., Щемелев А. М.,
Шебзухов Ю. А., 2016
© Оформление. УО «БелГУТ», 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5
Введение	7
1 Общие сведения о взаимодействии рабочих органов и ходовых систем машин с грунтами	15
1.1 Изучение физико-механических свойств грунтов	15
1.1.1 Основные свойства грунта как объекта разработки	15
1.1.2 Сопrotивления грунта воздействию рабочего органа	22
1.1.3 Определение физико-механических характеристик грунта	26
1.2 Исследование процесса резания грунта	29
1.2.1 Определение коэффициента удельного сопротивления грунта резанию	36
1.2.2 Изучение факторов, влияющих на коэффициент удельного сопротивления грунта резанию	38
1.3 Основы тягового расчета ходовых систем	39
1.3.1 Взаимодействие двигателя с опорной поверхностью	43
1.3.2 Экспериментальная оценка параметров взаимодействия	53
1.3.3 Комбинированные ходовые системы	57
1.4 Физическое моделирование рабочих процессов	61
1.4.1 Оборудование для моделирования процессов резания и копания грунта	61
1.4.2 Определение усилий, возникающих при копании грунта	64
Контрольные вопросы и задания к разделу 1	66
2 Изучение приводных систем машин для земляных работ	68
2.1 Основные виды силовых установок	68
2.2 Комбинированные силовые установки и трансмиссии	72
Контрольные вопросы и задания к разделу 2	95
3 Бульдозеры	96
3.1 Изучение конструкции и устройства	96
3.2 Определение основных параметров	115
3.3 Определение удельных напорных усилий и давления на режущей кромке отвала	127
3.4 Определение производительности	129
Контрольные вопросы и задания к разделу 3	138
4 Скреперы	140
4.1 Изучение конструкции и устройства	143
4.2 Тяговый расчет скрепера со свободной загрузкой	154

4.3	Определение усилий в гидроцилиндрах рабочего оборудования	158
4.4	Определение производительности	166
	Контрольные вопросы и задания к разделу 4.....	172
5	Автогрейдеры	174
5.1	Изучение конструкции и устройства	175
5.2	Определение основных параметров	190
	Контрольные вопросы и задания к разделу 5.....	202
6	Одноковшовые экскаваторы	204
6.1	Гидравлические одноковшовые экскаваторы	206
6.2	Экскаваторы с канатно-блочной подвеской.....	233
6.3	Вакуумные экскаваторы.....	240
6.4	Рекуперативные системы привода рабочего оборудования.....	244
6.5	Автоматизация работы экскаваторов.....	249
6.6	Определение основных параметров	250
6.7	Определение производительности	264
6.8	Определение коэффициентов, влияющих на производительность	267
	Контрольные вопросы и задания к разделу 6.....	274
7	Погрузчики	276
7.1	Одноковшовые погрузчики	276
7.2	Телескопические погрузчики	291
7.3	Малогобаритные погрузчики.....	295
7.4	Вилочные погрузчики	302
7.5	Определение основных параметров фронтальных погрузчиков	306
7.6	Погрузчики непрерывного действия.....	312
7.7	Определение основных параметров погрузчиков непрерывного действия....	320
7.8	Определение производительности одноковшовых фронтальных погрузчиков. ...	325
	Контрольные вопросы и задания к разделу 7.....	329
8	Траншейные цепные экскаваторы	331
8.1	Классификация многоковшовых экскаваторов.....	331
8.2	Изучение конструкции и устройства цепных траншеекопателей	333
8.3	Определение основных параметров	347
	Контрольные вопросы и задания к разделу 8.....	352
9	Оборудование для бестраншейной прокладки подземных коммуникаций ..	353
9.1	Классификация закрытых методов прокладки трубопроводов	353
9.2	Изучение основных методов и оборудования	356
	Контрольные вопросы к разделу 9.....	375
	Список литературы.....	376
	Приложение А Содержание основных разделов курсового проекта по машинам для земляных работ.....	378
	Приложение Б Список рекомендуемой литературы для курсового проектиро- вания	384
	Приложение В Технические характеристики машин для земляных работ.....	388

ПРЕДИСЛОВИЕ

Дисциплина «Машины для земляных работ» является одним из основных предметов для студентов высших учебных заведений, которые обучаются по специальностям «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» и «Техническая эксплуатация путевых, погрузочно-разгрузочных, дорожно-строительных машин и оборудования», а также по другим специальностям, связанным со строительством и эксплуатацией автомобильных дорог.

Курс дисциплины включает лекционные, лабораторные и практические занятия, а также работу над курсовым проектом.

Пособие ориентировано на получение студентами сведений, необходимых для углубленного изучения лекционного материала, а также для подготовки и проведения лабораторных и практических работ по машинам для земляных работ.

Для изучения конструкции и устройства машин приведена обширная информация по классификации, принципам действия и особенностям конструкции рабочих органов и специфики взаимодействия с грунтами машин для земляных работ, которые выпускают и используют в Беларуси. По каждой группе рассмотрены наиболее характерные или распространенные типы машин, которые дают представление об основных тенденциях их развития. Рассмотрены принципы автоматизации различных машин для повышения производительности земляных работ. Приведены методики расчета ряда параметров машин, которые целесообразно использовать на практических занятиях и при работе над курсовым проектом. Для ряда машин даны зависимости производительности от основных эксплуатационных и технологических параметров.

В пособии приведены сведения о взаимодействии рабочих органов и движителей машин с грунтами. Рассмотрены методики и лабораторное оборудование для экспериментального определения основных свойств грунтов как объектов разработки, а также для экспериментального определения характеристик взаимодействия колесных и гусеничных движителей с грунтовой опорной поверхностью. Они помогут студентам приобрести практические навыки оценки параметров взаимодействия машин с грунтами экспериментальным путем, а также получить необходимую информацию для вы-

полнения расчетов основных показателей машин для земляных работ. Таким образом, пособие отличается комплексным подходом к изучению дисциплины, который охватывает лекционные, практические и лабораторные занятия по машинам для земляных работ.

В приложении приведены общие требования к курсовому проекту и рекомендации по его содержанию. Даны указания по выполнению основных разделов курсового проекта по модернизации машин для земляных работ с учетом необходимости ресурсосбережения. Показаны особенности расчетной части проекта, зависящие от типа и конструкции машин, конструкции рабочих органов и специфики их взаимодействия с разрабатываемым грунтом.

Авторы надеются, что учебное пособие поможет студентам более качественно усвоить лекционный материал и с большей эффективностью подготовиться к лабораторным и практическим занятиям по дисциплине.

Земляные работы являются первым этапом дорожного, промышленного и гражданского строительства, от качества их выполнения во многом зависит долговечность строительных объектов.

В общем случае традиционный технологический процесс открытых земляных работ состоит из следующих операций:

- 1) подготовка грунта к разработке (рыхление, удаление камней, корчевание пней, срезание кустарника и др.);
- 2) разработка грунта (отделение части грунта от массива и извлечение этой разрушенной части грунта);
- 3) транспортирование грунта (перемещение к месту укладки);
- 4) укладка грунта в земляные сооружения (или в отвал);
- 5) планировка и уплотнение (для придания необходимой прочности, плотности и устойчивости) грунта.

Каждая операция требует применения специализированных машин, оснащенных необходимым рабочим оборудованием. При этом современные технологические процессы разработки грунта базируются на комплексной механизации земляных работ, что обуславливает дополнительные требования к машинам в составе комплектов и комплексов. Технология и организация земляных работ, климатические условия, состояние грунта, объемы и площадь разработки, размеры и конструкция земляных сооружений (насыпей, выемок, котлованов и др.) влияют на выбор машины или состава комплекта. Для повышения эффективности подбора и комплектации системы машин, обеспечивающей выполнение необходимых работ, используют их градацию на *группы, типы и типоразмеры*.

Реализацию упомянутого технологического процесса производят при помощи следующих *групп* машин:

- для подготовительных и вспомогательных работ;
- землеройных;
- землеройно-транспортных;
- грунтоуплотняющих.

Машины для подготовительных и вспомогательных работ обеспечивают подготовку площадки, на которой будут производиться земляные работы, в частности, ее расчистку от кустарника, валунов, пней, а также предварительное рыхление грунтов повышенной прочности. В эту группу входят кусторезы, корчеватели, рыхлители.

Землеройные машины предназначены для выполнения преимущественно одной операции – отделения грунта от массива (и перемещения за счет энергии своего двигателя). Расстояние, на которое перемещают грунт, определяется размерами конструктивных элементов машин. К этой группе относятся экскаваторы различных типов: одноковшовые (машины циклического действия) и многоковшовые (машины непрерывного действия).

Землеройно-транспортные машины предназначены для разработки грунта во время их движения под действием тягового усилия. Поэтому их оснащают соответствующим рабочим нагрузкам ходовым оборудованием. Расстояние, на которое перемещается грунт, не зависит от размеров элементов конструкций машин. К этой группе относят бульдозеры, скреперы, автогрейдеры и одноковшовые погрузчики.

Грунтоуплотняющие машины обеспечивают уплотнение предварительно разработанного грунта, уложенного в земляные сооружения (насыпи, дамбы, земляные плотины) или на дорожном полотне, для придания ему достаточных плотности и прочности, обуславливающих деформационную устойчивость сооружений. Этим целям служат катки, трамбующие и вибрационные машины.

Напомним, что машины для открытых земляных работ классифицируют в основном с использованием индексации, оставшейся с советских времен. По этой классификации индекс машины включает буквенную и цифровую части. Буквенная часть обозначает подгруппу или вид машины. Так, машины для подготовительных и вспомогательных работ имеют буквенный индекс ДП; землеройные машины разделяют на несколько подгрупп: строительные одноковшовые экскаваторы – ЭО, экскаваторы траншейные цепные – ЭТЦ, экскаваторы траншейные роторные – ЭТР; землеройно-транспортные машины – ДЗ; грунтоуплотняющие машины – ДУ. Цифровая часть индекса является порядковым номером их регистрации и не дает информации о технических характеристиках машины, за исключением одно- и многоковшовых экскаваторов. В ряде случаев (например, для одноковшовых экскаваторов) параллельно используют европейскую индексацию.

Помимо перечисленных машин, обеспечивающих открытые земляные работы, имеется группа машин и механизмов для *закрытой разработки грунта*. *Бестраншейная прокладка подземных коммуникаций* давно стала в цивилизованных странах одной из наиболее востребованных технологий земляных работ. В ряде стран на законодательном уровне запрещено использование открытых земляных работ для прокладки коммуникаций в го-

родских условиях. *Горизонтальное бурение, прокол, продавливание* и другие методы бестраншейной прокладки коммуникаций позволяют эффективно разрабатывать грунт под естественными и искусственными препятствиями, не нарушая сложившуюся наземную инфраструктуру сооружений, дорог и других объектов.

Типы машин в каждой упомянутой группе различаются конструкцией основных элементов. Например, в группе землеройных машин – это одно- и многоковшовые экскаваторы, в группе землеройно-транспортных машин – бульдозеры, скреперы, автогрейдеры.

В рамках одного типа создают *типоразмерный ряд* машин, которые имеют одинаковую конструкцию, но различаются размером рабочего органа или другим характерным признаком (например, одноковшовые экскаваторы различают по вместимости ковша, бульдозеры – по длине отвала и т.д.). Именно размер рабочего органа (или оборудования) в конечном счете определяет производительность, мощность, массу и другие технико-экономические показатели машин. Отметим, что типоразмерный ряд содержит наиболее выгодное число машин, которое, с одной стороны, обеспечивает наибольшую производительность земляных работ, а с другой – требует минимальных затрат на производство машин.

В некоторой степени приведенная классификация условна, поскольку приводы, ходовые устройства и другие механизмы современных машин позволяют использовать одну и ту же машинную базу для работы с различными по назначению видами рабочего сменного оборудования. Между тем, она позволяет выявить основные конструктивные и технологические различия между разными группами и типами машин в рамках общего подхода к основным узлам и агрегатам машин.

При выборе машины для земляных работ, при определении ее конкурентоспособности необходимо иметь представление о качестве, техническом и эксплуатационном уровне. Качество машины характеризуется широким спектром свойств, которые обуславливают ее пригодность удовлетворять требованиям потребителя. К числу основных потребностей относятся обеспечение предельно возможной производительности и высокого качества работ при минимальной стоимости машино-смены, сокращение трудо-, энерго- и материальных затрат при достижении современного уровня экологической безопасности земляных работ. Поэтому машиностроение развивается по пути удовлетворения все более жестких требований, предъявляемых к машинам современными технологиями строительства, которые можно реализовать только с использованием достижений в области материаловедения и технологии металлов, компьютеризации и автоматизации проектирования, изготовления и эксплуатации техники.

В общем случае для оценки уровня продукции машиностроения, в том числе машин и оборудования для земляных работ, используют Единую систему конструкторской документации (ЕСКД), составляя карту технического уровня и качества. Показатели, определяющие качество и эффективность использования машин, охватывают их технико-экономические, конструктивные, эксплуатационные и технологические характеристики.

Одной из основных характеристик машины является ее производительность. Она же является базовой при определении показателей ресурсосбережения.

Производительность – это количество продукции, выраженное в единицах объема, массы, площади или длины, которое машина производит в единицу времени (например, количество вынутого, перемещенного или уложенного грунта в м³/ч или т/ч; площадь уплотненной поверхности в м²/ч; протяженность разработанной траншеи в м/ч и др.).

Различают три вида производительности: теоретическую, техническую и эксплуатационную.

Теоретическая производительность Π_T машины (ее еще называют расчетной или конструктивной) – это максимально возможная производительность, которая определяется только конструктивными параметрами машины и свойствами среды, с которой машина взаимодействует.

Для машин циклического действия (м³/ч или т/ч):

$$\Pi_T = \frac{V}{T_{\text{ц}}} \quad \text{или} \quad \Pi_T = \frac{\rho V}{T_{\text{ц}}},$$

где V – объем материала, м³;

ρ – его плотность, т/м³;

$T_{\text{ц}}$ – время цикла, ч.

Для машин непрерывного действия (м²/ч или м³/ч):

$$\Pi_T = B v \quad \text{или} \quad \Pi_T = F v,$$

где B – ширина захвата материала рабочим органом машины, м;

F – расчетное сечение потока материала, м²;

v – расчетная рабочая скорость перемещения машины или материала, м/ч.

Повышение производительности машины является одним из наиболее важных средств повышения темпов земляных работ в строительстве. Как видно из приведенных формул, теоретическая производительность обратно пропорциональна времени рабочего цикла для машин циклического действия и прямо пропорциональна скорости для машин непрерывного действия. Именно сокращение периода рабочего цикла и увеличение рабочих скоростей, наряду с ростом силовых параметров, относят к наиболее эффективным методам увеличения производительности.

Техническая производительность $\Pi_{\text{тех}}$ машины – это ее максимально возможная производительность, но с учетом снижения энергетических показателей машины и степени использования рабочего оборудования, изменения свойств разрабатываемых материалов. Потери и изменение структуры материала в результате воздействия рабочих органов, снижение мощности и скорости рабочих операций, а также снижение эффективности рабочего оборудования характеризуются различными коэффициентами (например, коэффициентом наполнения ковша или бункера, коэффициентом разрыхления и коэффициентом уплотнения материала и др.), которые приближают техническую производительность к реальной. *Техническую* производительность определяют через *теоретическую* по формуле

$$\Pi_{\text{тех}} = (k_1 k_2 \dots k_n) \Pi_{\text{т}},$$

где k_i – коэффициент, учитывающий соответствующие потери и изменения (мощности, скорости, материала и др.).

Эксплуатационная производительность Π_3 машины – это ее наиболее близкая к фактической производительность, которая учитывает только *объективные потери* рабочего времени машины (на техобслуживание, ремонт, заправку топливом, перемещения от базы к месту работы или от одного объекта к другому). Эти потери оценивают коэффициентом использования машины по времени $k_{\text{в}}$ ($k_{\text{в}} = 0,80 \dots 0,90$). *Эксплуатационную производительность* определяют через *техническую* по формуле

$$\Pi_3 = k_{\text{в}} \Pi_{\text{тех}}.$$

Эксплуатационная производительность бывает *часовой, сменной и годовой*. Годовая Π_3 учитывает сезонность работы и годовой фонд времени машины. Чаще всего используют сменную Π_3 , которая характеризует количество часов работы машины в смену.

Следует отметить, что точность определения эксплуатационной производительности машины является важной задачей, решение которой влияет на организацию и технологию земляных работ, выбор типоразмера машины и комплекта на ее основе. Для повышения точности оценки производительности используют разные методики, которые учитывают различные факторы, сопутствующие разработке грунта машинами, с целью максимального приближения расчетных показателей к реальным. В соответствующих разделах пособия приведены некоторые варианты расчетов эксплуатационной производительности, которые показывают различные подходы к оценке этой важной характеристики машины.

Производительность является *базовой характеристикой* при определении некоторых других параметров машины. Весьма важными являются показатели, характеризующие ресурсы (трудовые, энергетические, материаль-

ные и др.), которые затрачиваются для достижения заданной производительности.

Удельная энергоемкость машины (иногда ее называют удельной мощностью) – это отношение суммарной мощности установленных на машине двигателей к эксплуатационной (сменной) производительности:

$$N_{уд} = N / П_3,$$

где N – мощность двигателей.

Удельная материалоемкость машины – это отношение ее массы к эксплуатационной (сменной) производительности:

$$m_{уд} = m / П_3,$$

где m – масса машины.

Себестоимость механизированных работ – это отношение стоимости машино-смены (т. е. суммы затрат по эксплуатации машины за смену) к эксплуатационной (сменной) производительности:

$$C_{уд} = C / П_3,$$

где C – стоимость машино-смены.

Выработка на одного рабочего – это отношение эксплуатационной (сменной) производительности к числу рабочих, занятых управлением и обслуживанием машины:

$$П_{уд} = П_3 / n_p,$$

где n_p – число рабочих.

Отметим, что показатель выработки $П_{уд}$ совпадает с $П_3$, если $n_p = 1$.

К этим показателям следует добавить *энергонасыщенность* машины E , которая характеризует ее удельные энергетические возможности и связывает мощность силовой установки с массой машины:

$$E = \frac{N}{m}.$$

Производство машин для земляных работ, как и другие отрасли машиностроения, развивается по пути ресурсосбережения и повышения экологической безопасности. К числу основных направлений следует отнести:

- совершенствование методов и средств обеспечения безопасности эксплуатации, эргономических и экологических характеристик машин;
- снижение удельных показателей энергоемкости за счет совершенствования систем привода машин;
- снижение удельных показателей материалоемкости за счет применения материалов с высокими и стабильными физико-механическими характеристиками и ресурсосберегающих технологий их обработки;

- повышение надежности деталей и сборочных единиц машин конструктивными и технологическими методами;
- создание многоцелевых и многофункциональных машин на унифицированной базе с набором легкоъемных рабочих органов различного назначения;
- расширение диапазона типоразмерных рядов путем разработки как малогабаритной техники, так и машин большой единичной мощности;
- увеличение степени применения автоматизированных и роботизированных систем управления на основе компьютерной и микропроцессорной техники;
- расширенное применение методов унификации, блочной компоновки и агрегатирования.

Современные требования к экологической безопасности техники заставляют пересмотреть традиционные методы проектирования и конструирования машин и требуют от производителей комплексного, системного подхода к задачам их создания и функционирования. Этот подход основан на концепции полного жизненного цикла машин.

Напомним, что жизненный цикл машины включает следующие этапы:

- маркетинг, т. е. изучение спроса и потребности в такой машине и формулирование конкретных требований к ней;
- научно-исследовательскую работу (включая патентную проработку) по определению оптимальных показателей создаваемой машины;
- проектирование и конструирование, в том числе разработку проекта экспериментальной машины, ее изготовление и испытания, внесение изменений в конструкцию и проектирование серийного образца с последующими испытаниями;
- производство машины, в том числе технологическую подготовку производства (сырье, комплектующие изделия, информационно-методическое обеспечение, технологическое оборудование и др.) и выпуск необходимой серии;
- эксплуатацию машины, которая включает комплекс технических обслуживания, текущих и капитальных ремонтов для поддержания работоспособности;
- утилизацию.

Концепция полного жизненного цикла машины состоит в том, что экологическая безопасность является приоритетным звеном взаимосвязи всех этапов ее жизненного цикла, а эффективность утилизации является основой мероприятий по экологической безопасности. Требования к экологической безопасности регламентированы в серии международных стандартов ISO 14000 «Система экологического управления». В основе этих требований лежит принцип «конструирование для экологии» (*Design for the Environment*), который свидетельствует о важности экологического аспекта со-

здания и функционирования машин, когда уже на этапе их проектирования планируются мероприятия (материаловедческие, конструкторские, технологические и эксплуатационные) для обеспечения экологической безопасности и энергосбережения.

При этом следует учитывать, что комплекс функциональных параметров и эксплуатационных характеристик машины закладывается при ее проектировании и конструировании, реализуется при изготовлении и поддерживается при эксплуатации.

Отечественные машины также разрабатываются и развиваются с учетом основных положений международных стандартов, что является основой их конкурентоспособности. Задача разработчиков при проектировании и конструировании состоит в создании новой машины, обладающей не только повышенными технико-экономическими, конструктивными и эксплуатационными показателями по сравнению с существующими машинами аналогичного назначения, но и экологической совместимостью с внешней средой.

Техника постоянно развивается и то, что совсем недавно считалось верхом совершенства, через непродолжительное по историческим меркам время устаревает. Между тем, основные физические принципы, заложенные в конструкции основных систем машин и их взаимодействии между собой, остаются неизменными.

Создание любой машины, в том числе для земляных работ, обладающей высоким уровнем потребительских свойств, является сложным творческим процессом, который требует от специалистов (инженеров, конструкторов, дизайнеров, технологов) разносторонних знаний. Соответственно, будущие инженеры-механики, связывающие свою карьеру с проектированием, модернизацией и эксплуатацией строительных, подъемно-транспортных, путевых машин, должны учитывать все возрастающий уровень техники, оснащенной многофункциональными рабочими органами, адаптивной гидравликой, электронными системами управления и способной выполнять широкий спектр работ в автоматизированном режиме.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВЗАИМОДЕЙСТВИИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ И ХОДОВЫХ СИСТЕМ МАШИН С ГРУНТАМИ

1.1 Изучение физико-механических свойств грунтов

Цель раздела – изучение основных физико-механических свойств грунтов и закрепление практических навыков экспериментального определения ряда характеристик: плотности, влажности, удельного сцепления, угла внутреннего трения, коэффициента трения грунта по стали, категории грунта по трудности разработки.

1.1.1 Основные свойства грунта как объекта разработки

Грунтами называют поверхностные горные породы, сформированные под воздействием внешних природных факторов (температуры, воды и газов).

Верхний слой грунтов, имеющий растительный покров и обогащенный гумусом, называют *почвой*.

Грунты являются наиболее доступными и относительно дешевыми дорожно-строительными материалами. Их используют как для создания земляного полотна, так и для формирования некоторых типов дорожной одежды. Поэтому физико-механические и другие свойства грунтов оказывают значительное влияние на прочность и устойчивость земляного полотна и, в конечном счете, на долговечность и работоспособность дорожных покрытий.

Грунт как объект разработки представляет собой многофазную систему, состоящую из минеральных частиц различных размеров и химического состава, промежутки между которыми заполнены воздухом, водой или льдом.

Вода в грунтах может находиться в жидком, твердом (лед) и газообразном состояниях. Жидкая вода в грунте может быть *связанной*, удерживаемой на поверхности частиц электрическими, молекулярными и адсорбционными силами, и *свободной* (гравитационной), перемещающейся в порах под действием собственной силы тяжести.

Твердые минеральные частицы – это разнообразные по форме, составу и размерам (от нескольких сантиметров – галечники – до долей микрометров – дисперсные глины) твердые минеральные зерна.

Эффективность работы машины для земляных работ зависит от свойств грунта. Очень важно знать сопротивления, которые оказывает грунт рабочим органам машины, а также зависимость этих сопротивлений от различных факторов (скорости воздействия, формы и размеров рабочих органов и др.). Только при полном учете свойств грунтов возможно сочетание высокого качества земляных работ и оптимального темпа их производства.

Свойства грунта зависят от его плотности и гранулометрического состава, влажности, температуры и ряда других параметров.

В дорожном строительстве используют классификацию грунтов, заложенную в стандарте ГОСТ 25100–95. В соответствии с нею грунты разделяют на два класса – *скальные* и *нескальные*.

Скальные грунты отличаются высокой прочностью и представляют собой твердые образования, свойства которых не меняются даже при длительном насыщении водой. К ним относятся, в частности, изверженные (магнетические) породы, возникающие при остывании расплавленной магмы, а также породы, которые принадлежат к другим классам (осадочным – известняки, метаморфическим – мраморы).

Скальные грунты под действием физических, химических и механических процессов разрушаются, образуя легко распадающиеся в воде несцементированные или очень слабо сцементированные частицы или обломки. Их принято называть *нескальными грунтами*.

Нескальные горные породы разделяют на *крупнообломочные, песчаные и глинистые*.

Крупнообломочные грунты – это смеси несцементированных частиц горных пород размером более 2 мм, которые содержат более 50 мас. % таких частиц.

Песчаные грунты – это смеси несцементированных частиц горных пород размером 0,05–2 мм, которые содержат более 50 мас. % таких частиц.

Глинистые грунты – это недренирующие грунты, монолитные или комковатые в сухом и пластичные во влажном состоянии, содержащие более 3 мас. % частиц размером менее 0,005 мм.

Основной объект разработки – это песчаные, глинистые и крупнообломочные грунты. Поэтому рабочие органы машин для земляных работ рассчитывают обычно на преодоление сопротивления разработки именно этих грунтов.

Скальные грунты перед разработкой предварительно разрушают и рыхлят, как правило, взрывными методами. Такая подготовка снижает их сопротивление разработке до уровня сопротивления крупнообломочных грунтов, что позволяет использовать соответствующие машины.

Подобное подразделение грунтов облегчает выбор рациональных методов их разработки, но не позволяет учитывать их особенности в расчетах. Для точного выбора параметров рабочих органов машин важно знать количественные характеристики всех грунтов, которые разрабатываются машинами для земляных работ.

В настоящее время принята классификация, предложенная А. Н. Зелениным, которая дает количественную оценку грунтов по трудности их разработки. В ее основе лежит оценка физического состояния грунта с помощью динамического плотномера (рисунок 1.1).

Принцип работы плотномера следующий: груз массой 2,5 кг падает с высоты 400 мм на ограничитель, связанный с наконечником плотномера, и погружает его в грунт. Наконечник имеет круглое сечение площадью 1 или 2 см².

В зависимости от числа ударов C , необходимых для погружения наконечника на заданную глубину (100 мм), грунт относят к одной из восьми категорий (таблица 1.1).

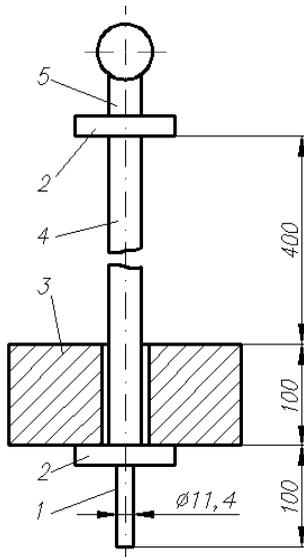


Рисунок 1.1 – Динамический плотномер:
1 – наконечник; 2 – ограничитель;
3 – груз; 4 – шток; 5 – рукоятка

Таблица 1.1 – Категории грунта в зависимости от числа ударов плотномера

Категория	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Число ударов	1–4	5–8	9–16	16–34	35–70	70–140	140–280	280–560

Воспользоваться этой классификацией для земляных работ стало возможно, поскольку экспериментально была установлена зависимость между числом ударов плотномера и усилием резания различных грунтов:

$$\frac{C_{пл1}}{C_{пл2}} = \frac{P_1}{P_2}, \quad (1.1)$$

где $C_{пл1}$, $C_{пл2}$ – число ударов динамического плотномера для двух видов грунта;
 P_1 , P_2 – усилия резания в этих грунтах.

Классификация А. Н. Зеленина позволяет классифицировать нескальные грунты, при разрушении которых преобладает пластическое деформирование, а также оценить трудность разработки мерзлых грунтов при различных температурах и влажности. Эта классификация используется в ряде стандартов. В таблице 1.2 представлена современная версия классификации грунтов по трудности их разработки рабочими органами машин для земляных работ.

Таблица 1.2 – Классификация грунтов по трудности их разработки

Категория	Грунты	κ_p , МПа	κ_1 , МПа		$\kappa_{раз}$	ρ , т/м ³
			лопаты	драглайна		
I	Песок, супесь, суглинок мягкий, средней крепости влажный или разрыхленный без включений	0,012–0,065	0,018–0,080	0,03–0,12	1,08–1,17	1,2–1,5
II	Суглинок без включений, гравий мелкий и средний, глина мягкая влажная или разрыхленная	0,058–0,130	0,07–0,18	0,12–0,25	1,14–1,28	1,4–1,9
III	Суглинок крепкий, глина средней крепости влажная или разрыхленная, аргиллиты и алевролиты	0,12–0,20	0,16–0,28	0,22–0,40	1,24–1,30	1,6–2,0
IV	Суглинок крепкий со щебнем или галькой, глина крепкая и очень крепкая влажная, сланцы, конгломераты	0,18–0,30	0,22–0,40	0,28–0,49	1,26–1,37	1,9–2,2
V	Сланцы, конгломераты, глина и лесс отвердевшие очень крепкие, мел, гипс, песчаники, известняки мягкие, скальные и мерзлые породы, хорошо взорванные	0,28–0,50	0,33–0,65	0,40–0,75	1,30–1,42	2,2–2,5
VI	Ракушечники и конгломераты, сланцы крепкие, известняки, песчаники средней крепости, мел, гипс, опоки и мергель очень крепкие	0,40–0,80	0,45–0,95	0,55–1,0	1,40–1,45	2,2–2,6
VII	Известняки, мерзлый грунт средней крепости	1,0–3,5	1,2–4,0	1,4–4,5	1,40–1,45	2,3–2,6
VIII	Скальные и мерзлые породы, очень хорошо взорванные (куски не более 0,3 ширины ковша)	–	0,22–0,25	0,23–0,31	1,4–1,6	2,5–2,8
<p><i>Примечание</i> – κ_p, κ_1 – коэффициенты удельного сопротивления грунта резанию и копания соответственно; $\kappa_{раз}$ – коэффициент разрыхления грунта; ρ – плотность грунта.</p>						

Процесс разработки грунтов и производительность машин для земляных работ зависят от свойств грунтов. Поэтому необходим анализ характеристик

грунтов, которые могут непосредственно влиять на характер их взаимодействия с рабочими органами, а также на параметры этих органов.

К наиболее важным характеристикам грунтов относятся:

- плотность;
- размер частиц и гранулометрический состав;
- содержание воды;
- механические свойства.

Плотность грунта в естественном состоянии (состоянии залегания)

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (1.2)$$

где m – масса грунта, кг;

V – его объем, м³.

За счет пор, занятых водой и воздухом, плотность грунта всегда меньше плотности монолитных минералов, из которых состоит грунт: плотность грунтов 1500–2000, а минералов 2400–2800 кг/м³. Как видно из таблицы 1.2, с увеличением плотности грунта растет и трудность его разработки рабочими органами машин.

Размер частиц и гранулометрический состав грунта влияют на его физико-механические, физико-химические и другие свойства.

Чем меньше размеры частиц, тем больше их удельная поверхность (на единицу объема) и, соответственно, больше площадь взаимодействия с поверхностью рабочих органов машин для земляных работ.

Дорожные грунты по размеру (крупности) частиц разделяют на следующие фракции, мм:

валуны.....	> 200,
галька.....	70–200,
гравий.....	2–70,
песчаные частицы.....	0,05–2,0,
пылеватые частицы.....	0,005–0,05,
глинистые частицы.....	< 0,005.

Грунты состоят из частиц различной крупности (размера), состав грунта также влияет на его свойства и степень взаимодействия с рабочими органами машин. Соотношение частиц различного размера в грунте характеризуется его гранулометрическим составом.

Гранулометрический (зерновой) состав грунта – это относительное (в процентах) содержание в нем частиц различного размера, отнесенное к общей массе грунта.

В дорожной классификации грунтов с учетом их зернового состава рассматривают три основных класса – *крупнообломочные, песчаные и глинистые*.

В свою очередь, крупнообломочные грунты подразделяют на два вида, отличающиеся зерновым составом, – *щебенистые и дресвяные*.

Песчаные грунты подразделяют на *гравелистые, крупные, средней крупности, мелкие и пылеватые*, которые отличаются друг от друга крупностью и зерновым составом.

Глинистые грунты по содержанию глинистых частиц (ГЧ) разделяют на следующие виды:

- легкие супеси (содержание ГЧ составляет 3–8 мас. %);
- тяжелые супеси (8–12 мас. %);
- легкие суглинки (12–18 мас. %);
- тяжелые суглинки (18–25 мас. %);
- глины (> 25 мас. %).

В основе дорожной классификации глинистых грунтов (таблица 1.3) лежит их разделение по крупности на песчаную, пылеватую и глинистую фракции с обоснованием их пригодности для дорожного строительства.

Таблица 1.3 – Дорожная классификация глинистых грунтов

Грунт	Разновидности грунта	Песчаные частицы		Пригодность грунтов для строительства земляного полотна
		Размер, мм	Содержание, мас. %	
Супесь	Легкая, крупная	2,0–0,25	> 50	Весьма пригодна Пригодна
	Легкая	2,0–0,05	> 50	
	Пылеватая	2,0–0,05	20–50	Мало пригодна
	Тяжелая, пылеватая	2,0–0,05	< 20	Не пригодна
Суглинок	Легкий	2,0–0,25	> 40	Пригоден
	Легкий, пылеватый	2,0–0,05	< 40	Мало пригоден
	Тяжелый	2,0–0,05	> 40	Пригоден
	Тяжелый, пылеватый	2,0–0,05	< 40	Мало пригоден
Глина	Песчаная	2,0–0,25	> 40	Пригодна
	Пылеватая	2,0–0,05	< 40	Не пригодна
	Жирная	2,0–0,05	Не нормируется	Не пригодна

Как уже было отмечено, размеры частиц влияют как на технологию разработки грунта, так и на степень его взаимодействия с рабочим органом. Крупнообломочные грунты разрабатывают захватом, подбором или зачерпыванием кусков. Их сопротивление разработке не зависит от минерального состава, а определяется массой, формой и механическим зацеплением кусков. С уменьшением размеров растет удельная поверхность и соответственно силы взаимодействия частиц. Помимо этого растут силы взаимодействия с поверхностью рабочих органов, что проявляется в липкости и внешнем трении грунтов.

Разрыхляемость – свойство грунта увеличивать свой объем при разработке (при постоянной массе). Его характеризуют коэффициентом разрыхления

$$k_p = \frac{V_p}{V}, \quad (1.3)$$

где V_p , V – объемы грунта после рыхления и в состоянии залегания соответственно, m^3 .

Величина коэффициента разрыхления k_p зависит от свойств грунта (для глин он больше, чем для песка) и конструкции рабочего органа. Его используют при оценке вместимости емкостей, ковшей и отвалов. Как видно из таблицы 1.2, коэффициент разрыхления может принимать значения от 1,1 до 1,6, при этом минимальные значения соответствуют грунту первой категории.

Влажность грунта характеризуется количеством жидкости, содержащейся в порах частиц грунта. Ее определяют как отношение массы воды, находящейся в грунте, к массе сухого грунта (высушенного при 105 °С до постоянной величины):

$$W = \frac{m_{вг} - m_{сг}}{m_{сг}} = \frac{m_{в}}{m_{сг}}, \quad (1.4)$$

где $m_{вг}$, $m_{сг}$, $m_{в}$ – масса влажного и сухого грунта, а также воды соответственно, кг.

Влажность определяет состояние связных грунтов. В зависимости от содержания глинистых частиц в грунте и количества воды в его порах связный грунт может находиться в *твердом*, *пластичном* или *текущем состоянии*.

Связным называют грунт, имеющий свойство сопротивляться разделению на отдельные частицы под действием внешних нагрузок.

Твердое состояние грунта характеризуется отсутствием в нем свободной воды. Поэтому глинистый грунт в твердом состоянии представляет собой сплошной плотный массив или отдельные куски.

Пластичное состояние грунта характеризуется изменением его формы под внешней нагрузкой без появления трещин (т. е. без разрушения) и ее сохранением после снятия нагрузки. В этом состоянии вода играет роль смазочной среды, обеспечивающей деформацию глинистого грунта без разрыва его сплошности.

Текущее состояние грунта характеризуется наличием свободной воды в его порах.

Пластичность грунтов связана с размером частиц и зависит в основном от содержания глинистых частиц. Чем меньше размер и больше их однородность, тем выше пластичность. Ее характеризуют *числом пластичности* ω_n (мас. %), т. е. разностью влажностей грунта, относящихся к границам перехода в текучее и твердое состояние:

$$\omega_{п} = \omega_{т} - \omega_{р}, \quad (1.5)$$

где $\omega_{т}$ – влажность на границе текучести (влажность грунта с водой, в который свободно погружается индентор), мас. %;

$\omega_{р}$ – влажность на границе раскатывания (влажность грунта, при которой он начинает крошиться), мас. %.

Соответственно, грунт при влажности, большей предела текучести, – это вязкая жидкость. Если влажность находится между границами текучести и пластичности, то он пастообразен. Если влажность ниже границы пластичности, грунт находится в твердом состоянии.

Таким образом, влажность оказывает значительное влияние на прочностные свойства грунтов, на их способность уплотняться под воздействием внешней нагрузки, что следует учитывать в дорожном строительстве.

1.1.2 Сопротивления грунта воздействию рабочего органа

При взаимодействии рабочего органа с грунтом возникает ряд сил сопротивления воздействию рабочего органа, которые следует учитывать при проектировании машин.

Рабочие органы машин, воздействуя на грунты, вызывают в них внутренние механические напряжения, деформации и, в конечном счете, разрушения. Деформационно-прочностные свойства грунтов из-за специфики структуры обеспечивают их сопротивление только силам сжатия и сдвига.

При длительном воздействии на грунт внешних *сжимающих сил*, не вызывающих его разрушения, в нем возникают деформации, которые характеризуются *общим модулем деформации* $E_{\text{деф}}$. Этот модуль является одной из основных деформационно-прочностных характеристик грунта при расчетах толщины слоев дорожной одежды. Его определяют для связанного (глинистого) грунта путем вдавливания в него цилиндрического штампа (площадью 5 см^2) по формуле, связывающей удельную нагрузку p , передаваемую штампом на грунт (контактное давление), и относительную деформацию λ грунта,

$$E_{\text{деф}} = p / \lambda, \quad (1.6)$$

где $p = P / F$,

P – общая нагрузка на штамп, Н;

F – площадь основания штампа, $F = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

$\lambda = S / d$,

S – осадка штампа, м;

d – диаметр основания штампа, м.

Сопротивление грунта сдвигу – это его способность сопротивляться касательным напряжениям. Она зависит от *сил внутреннего трения частиц* и *сил сцепления*, обусловленных межфазным взаимодействием в грунтах, а

также от плотности и размера частиц грунта, глубины резания и других параметров.

При воздействии на грунт рабочим органом (клином) с силой P на передней грани клина развиваются напряжения σ_p , которые, в свою очередь, вызывают касательные напряжения τ на поверхности 1–1. Под действием этих напряжений начинается разрушение грунта путем сдвига грунта по поверхности скольжения 1–1 (рисунок 1.2) под углом φ_2 .

Установлено, что *угол внутреннего трения* φ_2 соответствует углу естественного откоса свободно насыпного грунта, т. е. является характеристикой внутреннего трения частиц грунта.

Для инженерных расчетов принято, что предельное сопротивление грунта сдвигу τ является линейной функцией нормального напряжения σ_p по поверхности сдвига, что выражается уравнением Кулона (рисунок 1.3):

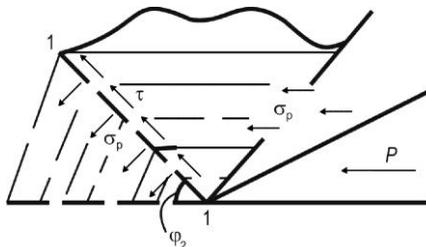


Рисунок 1.2 – Воздействие на грунт рабочим органом (клином)

$$\tau = C_0 + \operatorname{tg}\varphi_2\sigma_p = C_0 + f_2\sigma_p, \quad (1.7)$$

где C_0 – предельное сопротивление сдвигу при отсутствии нормальных нагрузок (или характеристика сцепления, обусловленного аутогезионной прочностью грунта), МПа;

σ_p – нормальное напряжение на поверхности сдвига, МПа;

φ_2 – угол внутреннего трения;

f_2 – коэффициент внутреннего трения частиц, $f_2 = \operatorname{tg}\varphi_2$.

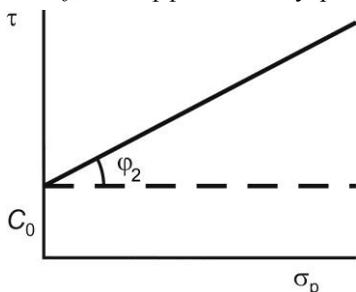


Рисунок 1.3 – Графическая характеристика уравнения Кулона

Угол естественного откоса – это угол основания конуса, образованного при свободном просыпании на горизонтальную поверхность разрыхленного грунта. Для песка этот угол принимают равным углу внутреннего трения в интервале 28–35°, верхний предел которого соответствует влажному грунту.

В таблице 1.4 приведены некоторые основные характеристики наиболее распространенных грунтов, в том числе упомянутые в формулах (1.7)–(1.9).

Сопротивление внешнему трению относится к числу наиболее существенных факторов рабочего процесса машин. Оно характеризуется коэф-

фициентом внешнего трения между грунтом и поверхностью рабочих органов, т. е. коэффициентом трения грунта по металлу:

$$f_1 = \operatorname{tg}\varphi_1, \quad (1.8)$$

где φ_1 – угол внешнего трения.

Таблица 1.4 – Некоторые характеристики грунтов

Показатель	Значение показателя для			
	песка	супеси	суглинка	глины
Плотность, т/м ³	1,8	2,0	2,1	2,1
Число ударов плотномера С	1	6	12	16
Сцепление C_0 , МПа	–	0,01	0,03	0,09
Угол внутреннего трения грунта φ_2 , град	29	27	25	23
Угол внешнего трения грунта по стали φ_1 , град	27	27	29	33
Коэффициент трения грунта:				
по грунту f_2	0,7	0,7	0,8	0,9
по стали f_1	0,5	0,5	0,55	0,65
Коэффициент сцепления:				
гусениц с грунтом	0,90	1,0	1,0	1,0
колес с грунтом	0,90	0,95	0,95	0,95
Коэффициент сопротивления перемещению f :				
гусениц по грунту	0,12	0,07	0,07	0,08
колес по грунту	0,12	0,10	0,10	0,10

Угол внешнего трения (угол трения грунта по металлу) φ_1 зависит от типа и состояния грунта и поверхностных свойств металла. Для перемещения металлической пластины, имеющей силу тяжести G , по поверхности грунта к ней необходимо приложить силу $F_{\text{тр}}$, которая затрачивается на преодоление трения (рисунок 1.4).

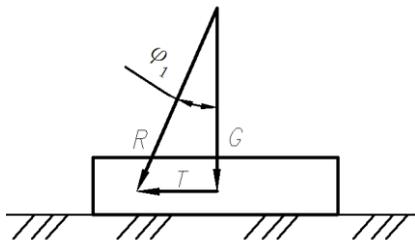


Рисунок 1.4 – Схема к определению угла внешнего трения

Углом внешнего трения считают угол, на который отклоняется равнодействующая R сил, действующих на пластину. Тогда силу $F_{\text{тр}}$ находят по формуле

$$F_{\text{тр}} = \operatorname{tg}\varphi_1 G, \quad (1.9)$$

где G – сила тяжести пластины, Н.
Принимают $\operatorname{tg}\varphi_1 = f_1$.

Как правило, в качестве f_1 в инженерных расчетах используют коэффициент трения грунта по стали (см. таблицу 1.4). Отметим, что он не связан с коэффициентом внутреннего трения f_2 , который характеризует взаимодействие частиц грунта между собой. Хотя до сих пор предпринимаются многочисленные попытки установить связь между внутренним и внешним трением. Величина коэффициента f_1 зависит от многих факторов (влажности, размера частиц, условий приложения нагрузки) и изменяется в широком диапазоне (от 0,1 до 1,0).

Абразивная характеристика (абразивность) грунта – это свойство грунта изнашивать элементы рабочего и ходового оборудования в результате трения его частиц. Она зависит от наличия и количества в грунте частиц повышенной твердости. Абразивное изнашивание происходит в результате микрорезания или многократного деформирования металла частицами твердых материалов (гравия, щебня, песка). С увеличением нагрузки и размеров частиц величина износа металла возрастает, а с увеличением его твердости снижается.

Для количественной оценки абразивности грунта часто используют характеристику относительного износа материала оборудования, с которым контактирует грунт ($\text{кг}/\text{м}^2$):

$$\Delta = \frac{I}{LB}, \quad (1.10)$$

где I – массовый износ (зависит от свойств материала и грунта, скорости и давления), кг ;

L – длина пути трения, на котором зарегистрирован износ I , м ;

B – ширина рабочего органа, м .

Большое влияние на производительность земляных работ оказывает *липкость*, которая свойственна большинству пластичных грунтов при достаточной влажности и малом содержании песка, т. е. для супесей, суглинков и глин. Величину усилий, затрачиваемых на преодоление налипания грунта на режущий орган, определяют по формуле

$$P_{\text{л}} = p_{\text{л}}F, \quad (1.11)$$

где $P_{\text{л}}$ – сила налипания, Н ;

$p_{\text{л}}$ – величина удельного налипания, $\text{Н}/\text{м}^2$,

$$p_{\text{л}} = \begin{cases} 70 \dots 80 & \text{– для глин,} \\ 50 \dots 70 & \text{– для суглинков;} \end{cases}$$

F – площадь поверхности контакта рабочего органа машины с грунтом, м^2 .

Следует избегать разработки липких пластичных грунтов или же учитывать в расчетах усилия, затрачиваемые на преодоление налипания грунта на рабочий орган, по формуле (1.11).

1.1.3 Определение физико-механических характеристик грунта

Для определения физико-механических свойств грунта используют следующие инструменты: сдвиговой прибор П-100 конструкции Литвинова, весы, ударник ДорНИИ, мерную емкость, сушильный шкаф, режущие кольца, ручной динамометр.

Испытания грунтов на сдвиг. Прибор для испытания грунтов на сдвиг (рисунок 1.5) состоит из основной части, приспособления для перемещения образцов грунта из компрессионных гильз в прибор, рычага для горизонтальной нагрузки с подвеской и грузами, двух индикаторов для замеров вертикальных и горизонтальных перемещений, зажимного устройства и телескопической рычажной системы для вертикальной загрузки с подвесками для грузов, противовесами и грузами.

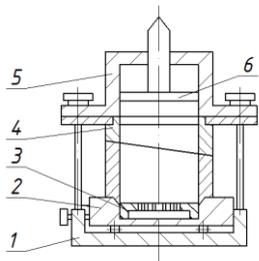


Рисунок 1.5 – Прибор для испытания грунтов на сдвиг:

- 1 – основание; 2 – каретка подвижная; 3 – диск дренажный;
- 4 – гильза разрезная; 5 – цилиндр направляющий;
- 6 – поршень нагрузочный

Основная часть прибора включает основание 1, подвижную каретку 2 с нижним дренажным диском 3, разрезную гильзу 4, верхний направляющий цилиндр 5 и верхний дренажный поршень 6.

Приспособление для перемещения образцов грунта из компрессионных гильз в прибор представляет собой направляющий цилиндр, в нижнюю часть которого вставляется гильза, а верхняя и торцевая части служат для направления и центрирования расположенного внутри этого цилиндра поршня-выталкивателя.

Измерение коэффициента трения выполняют при помощи приспособления в виде стального стержня с прикрепленным к нему диском с рифленной рабочей поверхностью (рисунок 1.6), разбитой на квадраты размером 5×5 мм. Эти квадраты являются основанием четырехзвенных пирамид, вы-

Рычаг посредством специальной пружинной тяги соединен с нижней подвижной частью гильзы, т. е. с кареткой. Соотношение плеч рычага 1:25, что дает 25-кратное увеличение сдвигающей силы.

Зажимное устройство предназначено для крепления опоры загрузочного узла, передающего испытываемому образцу вертикальную нагрузку. Зажимное устройство состоит из скобы с винтом, посредством которого и закрепляется на диске или столе.

Противовес служит для предварительного уравнивания массы рычажной системы в нейтральном положении, после чего производится загрузка рабочей части рычажного устройства.

сота которых также составляет 5 мм. Вертикально установленный стержень внедряют в грунт рабочей поверхностью рифленого круга пирамиды.

Для определения коэффициента трения грунта по грунту приспособление опускают на дно скважины, нагружают и поворачивают, регистрируя усилие поворота динамометром:

$$f_2 = \operatorname{tg}\varphi_2 = \frac{Pl}{0,5rG}, \quad (1.12)$$

где Pl – момент, измеряемый динамометром (динамометрическим ключом), Н·м;

r – радиус диска, м;

G – нагрузка, создаваемая силами тяжести прибора и дополнительного давления в зоне среза, Н.

Для определения коэффициента трения грунта по металлу f_2 используют приведенную выше методику и стальной диск с гладкой рабочей поверхностью.

Определение плотности грунта методом режущих колец. Для оценки плотности следует:

1) определить массу режущих колец и бюкса;

2) рассчитать объем режущих колец по формуле

$$V_k = \pi d_k^2 h_k / 4,$$

где d_k – внутренний диаметр кольца, м;

h_k – высота кольца;

3) выровнять поверхность монолита грунта с помощью ножа и вдавить кольцо в площадку монолита. После заполнения всей поверхности кольца подрезать столбик грунта снизу и отделить кольца с грунтом от монолита. Избыток грунта, выступающий из кольца, срезать вровень с его краями;

4) взвесить кольца с грунтом;

5) определить плотность грунта по формуле

$$\gamma = \frac{G - G_k}{V_k}, \quad (1.13)$$

где G , G_k – сила тяжести кольца с грунтом и без грунта соответственно, кг;

6) рассчитать среднюю плотность по результатам трех измерений;

7) грунт из колец переместить в бюксы для определения его влажности.

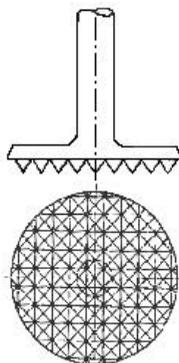


Рисунок 1.6 – Приспособление для определения угла трения φ_2 грунта по грунту

Определение влажности грунта весовым способом. Для определения влажности следует:

- 1) взвесить бюксы с грунтом (не менее трех);
- 2) поместить бюксы с грунтом в сушильный шкаф и высушить при температуре 100–105 °С;
- 3) поместить закрытые бюксы с высушенным грунтом в эксикатор, содержащий гигроскопический хлористый кальций, до полного охлаждения;
- 4) взвесить охлажденные бюксы с сухим грунтом;
- 5) определить влажность грунта по формуле

$$\omega = \frac{G - G_1}{G_k - G_6}, \quad (1.14)$$

где G , G_k , G_6 – сила тяжести бюкса с грунтом до и после высушивания, а также без грунта соответственно;

- б) рассчитать среднюю влажность по результатам трех измерений.

Определение удельного сцепления и угла внутреннего трения грунта. Для определения этих характеристик следует:

- 1) ознакомиться с конструкцией и работой прибора для испытаний грунта на сдвиг;
- 2) срезать не менее трех образцов грунта при различных нагрузках;
- 3) определить угол внутреннего трения φ_2 , коэффициент трения грунта по грунту f_2 , удельное сцепление C_0 . Для этого по полученным значениям τ и σ построить график, откладывая на оси абсцисс величины σ , а на оси ординат – соответствующие им значения τ (см. рисунок 1.3). Через нанесенные опытные точки провести соединяющую прямую до пересечения с осью ординат. Отрезок, отсекаемый прямой на оси ординат, будет численно равен удельному сцеплению C_0 этого грунта.

Коэффициент трения и угол внутреннего трения вычисляют по формуле

$$f_2 = \operatorname{tg}\varphi_2 = \frac{\tau_n - \tau_k}{\sigma_n - \sigma_k}. \quad (1.15)$$

Значения τ_n и τ_k соответствуют некоторым произвольно выбранным значениям σ_n и σ_k на графике (см. рисунок 1.3).

Определение коэффициента трения грунта по стали. Для определения коэффициента трения f_1 следует:

- 1) перед измерением подготовить поверхность грунта, удалить все неровности уплотнением грунта;
- 2) взвесить прибор без динамометра;

3) соединить прибор для определения коэффициента трения грунта по стали с ручным динамометром и переместить его по поверхности грунта, одновременно фиксируя показания динамометра, т. е. силу сопротивления грунта перемещению прибора;

4) повторить измерения на различных грунтах (глинах, суглинках, песках), а также нагружая прибор дополнительным грузом;

5) определить коэффициент трения грунта по стали по формуле

$$f_1 = \frac{W}{G},$$

где W – сила сопротивления передвижению прибора (показание динамометра), Н;

G – сила тяжести прибора, Н.

Определение категории грунта по числу ударов динамического плотномера. Для определения категории грунта используют ударник ДорНИИ (см. рисунок 1.1):

1) установить прибор вертикально на уплотненный грунт, поднять груз до верхнего упора и сбрасывать его (одновременно считая число ударов C) до тех пор, пока наконечник не погрузится в грунт до нижнего упора;

2) повторить испытания 5–8 раз;

3) рассчитать среднеарифметическое число ударов C по результатам испытаний;

4) определить по таблице 1.1 категорию грунта по числу ударов ударника.

1.2 Исследование процесса резания грунта

Цель работы – анализ взаимодействия рабочего органа машины с грунтом и определение экспериментальным методом коэффициента сопротивления грунта резанию.

Резанием грунта называют процесс механического отделения части грунта от массива при помощи рабочего органа клинообразной формы. Этот процесс сопровождается деформацией грунта за счет сжатия, сдвига и отрыва вырезаемой стружки, сопровождаемой преодолением сил сцепления грунта, а также сил трения грунта по грунту и грунта по металлу.

При взаимодействии рабочих органов с грунтом развиваются силы, которые влияют на производительность земляных работ, от них зависит работоспособность и надежность рабочих органов, с ними связан выбор режимов работы машины.

При их оценке принимают во внимание три группы факторов:

1) технологию разработки грунтов;

2) физико-механические и другие (например, абразивные) свойства грунта;

3) геометрические характеристики рабочих органов.

Как правило, конструкция рабочего органа зависит от вида выполняемой работы. Однако какова бы ни была его конструкция, он отделяет от массива куски или слои грунта своей режущей частью (лезвием, режущей кромкой).

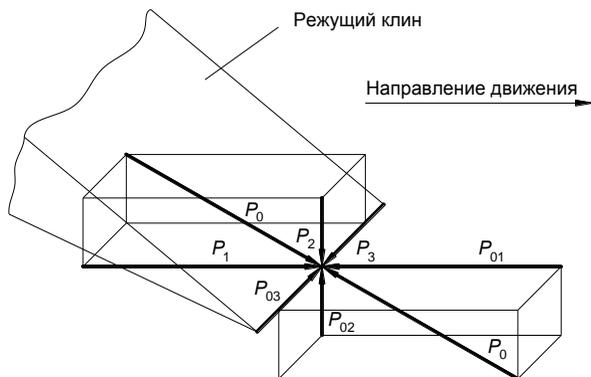


Рисунок 1.7 – Общая схема силового взаимодействия рабочего органа с грунтом

составляющие: силу P со стороны рабочего органа – на составляющие P_1, P_2, P_3 , силу P_0 сопротивления грунта резанию – на P_{01}, P_{02}, P_{03} .

В инженерных расчетах силовое взаимодействие оценивают в основном по величине касательной составляющей P_{01} силы сопротивления грунта резанию. Она зависит от свойств грунта и геометрических характеристик рабочего органа. Ее находят по приближенной формуле

$$P_{01} = \kappa_p bh, \quad (1.16)$$

где κ_p – удельное сопротивление грунта резанию (в зависимости от категории грунта $\kappa_p = 0,012 \dots 3,5$ МПа);

b – ширина режущей кромки, м;

h – толщина срезаемого слоя грунта, м.

По такой же формуле находят и касательную составляющую сопротивления грунта копанью

$$P_{01} = \kappa_1 bh, \quad (1.17)$$

где κ_1 – удельное сопротивление грунта резанию, $\kappa_1 = 0,018 \dots 4,5$ МПа.

Следует напомнить особенности взаимодействия рабочих органов с грунтом. *Резание* – это процесс отделения от массива слоя (стружки) грунта, *копание* – совокупность процессов резания и перемещения грунта перед рабочим органом (или по нему).

Может возникнуть закономерный вопрос: почему для таких разных процессов используют в инженерных расчетах одну и ту же формулу при оцен-

ке касательной составляющей сопротивления грунта воздействию рабочего органа:

$$P_{01} \approx bh. \quad (1.18)$$

Для резания эта формула подходит с небольшими допущениями. Для копания ее использование вынуждает идти на значительные приближения и допущения, поскольку в общем случае при копании грунта рабочим органом происходит ряд процессов, каждый из которых вызывает сопротивление грунта:

- 1) резанию W_p ;
- 2) трению рабочего органа по грунту $W_{тр}$;
- 3) трению грунта по грунту при его перемещении перед рабочим органом в виде призмы волочения $W_{пр}$;
- 4) трению грунта по поверхности рабочего органа при заполнении его емкости $W_з$;
- 5) разгону грунта до скорости его перемещения перед рабочим органом $W_{и}$;
- 6) внедрению режущего инструмента в грунт $W_в$.

Все эти процессы обуславливают сопротивление грунта копанию. В общем случае сумма всех сопротивлений (Н), составляющих сопротивление грунта копанию,

$$W_k = W_p + W_{тр} + W_{пр} + W_з + W_{и} + W_в. \quad (1.19)$$

Силы сопротивления находят по следующим формулам:

– *сопротивление резанию* (Н)

$$W_p = \kappa_p bh; \quad (1.20)$$

– *сопротивление трению рабочего органа по грунту* (Н)

$$W_{тр} = f_1(G_{р.о} + G_{гр}), \quad (1.21)$$

где f_1 – коэффициент трения грунта по поверхности рабочего органа;

$G_{р.о}$, $G_{гр}$ – сила тяжести рабочего органа и грунта, вмещаемого рабочим органом, Н;

– *сопротивление перемещению грунта в виде призмы волочения* (Н)

$$W_{пр} = f_2 G_{пр}, \quad (1.22)$$

где f_2 – коэффициент трения грунта по грунту;

$G_{пр}$ – сила тяжести грунта в призме волочения, Н;

– *сопротивление грунта разгону* (Н)

$$W_{и} = m_{гр} a = P v, \quad (1.23)$$

где $m_{гр}$ – масса грунта, кг;

a , v – ускорение, m/c^2 , и скорость, m/c , перемещения грунта;

P – массовая производительность, кг/с;
– *сопротивление внедрению в грунт рабочего органа* (Н)

$$W_{\text{в}} = \kappa_{\text{вд}} b l, \quad (1.24)$$

где $\kappa_{\text{вд}}$ – удельное сопротивление вдавливанию режущей кромки, Па;

b – ширина режущей кромки, м;

l – толщина режущей кромки, м.

Из формулы (1.24) видно, что $W_{\text{в}} \approx b$, т. е. чем меньше b , тем меньше W (этим объясняется эффективность применения зубьев как режущей кромки при работе на плотных скальзывающихся грунтах).

Довольно значительный вклад в общую силу сопротивления копанию вносит призма волочения, возникающая перед рабочим органом и зависящая в основном от свойств грунта. Поскольку в области резания из-за призмы волочения возникают дополнительные нормальные напряжения на плоскости сдвига, переднюю режущую кромку стараются выносить из зоны действия призмы волочения в рабочем органе машин для земляных работ.

Выражение (1.19) – достаточно точная формула для расчетов; каждый из упомянутых компонентов вычисляют с учетом свойств грунта, сил трения и технологии земляных работ. Но в большинстве случаев пользуются упрощенной формулой (1.17). Поскольку в выражении (1.19) основной вклад вносит первый компонент $W_{\text{р}}$, а остальные пять компонентов дают лишь 15–25 % $W_{\text{к}}$, то ими пренебрегают, учитывая их только в величине коэффициента удельного сопротивления копанию κ_1 ($\kappa_1 > \kappa_{\text{р}}$).

В расчетах, как правило, вместо P_{01} используют обозначение $P_{\text{к}}$ (касательная составляющая). Нормальная составляющая (сила отпора грунта $P_{\text{н}} = P_{02}$) сопротивления грунта или резанию (или копанию)

$$P_{02} = \psi P_{01}, \quad (1.25)$$

где ψ – коэффициент пропорциональности, зависящий от свойств грунта и расположения рабочего органа ($\psi = 0,2 \dots 0,6$).

Боковая составляющая P_{03} сопротивления грунта копанию возникает в двух случаях:

- при разработке неоднородного по ширине режущей кромки грунта;
- при «косом резании», когда режущая кромка наклонена под углом, отличным от прямого.

Формулы (1.16) и (1.17) используют для упрощенных инженерных расчетов. Между тем, имеется ряд более точных методов расчета сил резания и копания с учетом типа рабочего органа (отвала, ковша, фрезы, шнека и др.), которые используют при проектировании рабочих органов машин для земляных работ. Эти методы различаются подходом авторов к особенностям взаимодействия рабочих органов с грунтами. Они предложены В.П. Горячкиным, Н.Г. Домбровским, А.Н. Зелениным, В.И. Баловневым, В.Д. Абезга-

узом, Ю.А. Ветровым и др. Наиболее полно эти методы рассмотрены в пособии профессора А.И. Доценко и др. [17].

Как правило, в инженерных расчетах именно касательную составляющую P_k используют в качестве силы сопротивления грунтов резанию P_p , т. е. $P_{01} = P_k = P_p$.

Силы сопротивления грунтов резанию зависят от их физико-механических свойств, а также от формы и размеров рабочих органов машин для земляных работ. Основными характеристиками грунтов, определяющими их сопротивление резанию, являются сцепление частиц, а также внутреннее и внешнее трение, которые, в свою очередь, зависят от гранулометрического состава, плотности, влажности и структуры грунта.

Влияние гранулометрического состава на сопротивление резанию объясняется различной ролью песчаных и глинистых частиц в грунте. Оно возрастает с увеличением содержания в грунте глинистых частиц из-за увеличения сил сцепления глинистого грунта.

Плотность грунта также существенно влияет на сопротивление резанию. Для одного и того же типа грунта при прочих равных условиях сопротивление резанию растет весьма ощутимо с увеличением плотности. Кроме того, с увеличением плотности грунта растет категория трудности его разработки рабочими органами машин (см. таблицу 1.2).

Зависимость сопротивления резанию от влажности особенно заметна у глинистых грунтов. Повышение влажности сначала вызывает снижение сопротивления до тех пор, пока не начинается прилипание грунта к поверхности рабочих органов, после чего оно возрастает.

Существенное влияние на резание грунта оказывают геометрические характеристики рабочего органа, в том числе ширина режущей кромки и ее конфигурация, наличие зубьев и др. Формулы (1.16) и (1.17) свидетельствуют о прямой пропорциональности между силой сопротивления резанию и шириной режущей кромки.

Не менее значимой является зависимость этой силы от угла резания δ (рисунок 1.8). Этот угол между передней гранью рабочего органа и касательной к поверхности среза также влияет на условия резания. Оптимальным считается диапазон от 30 до 40°. Если δ не попадает в этот диапазон, существенно возрастает сопротивление грунта резанию. Имеются сведения, что увеличение угла δ на 1° приводит к росту сопротивления резанию на 1–2 %.

Угол заострения β , исходя из условия прочности и износостойкости рабочего органа, принимают в диапазоне 25–30°.



Рисунок 1.8 – Параметры рабочего органа (клина):
1 – передняя грань;
2 – режущая кромка;
3 – задняя грань

Угол α – задний угол (между задней гранью и касательной к поверхности среза), который является разностью между углами резания и заострения ($\alpha = \delta - \beta$). Для снижения трения на нижней грани режущего клина необходимо обеспечить задний угол в пределах $5-8^\circ$.

В зависимости от положения рабочего органа в массиве грунта различают следующие разновидности резания (рисунок 1.9), которые влияют на силы сопротивления резанию:

- а) заблокированное (клин контактирует с грунтом по трем граням, энергоемкость резания N_6 наибольшая);
- б) полублокированное или полусвободное (контакт двумя гранями, энергоемкость составляет 70 % от N_6);
- в) свободное или деблокированное (контакт одной гранью, 40 % от N_6).

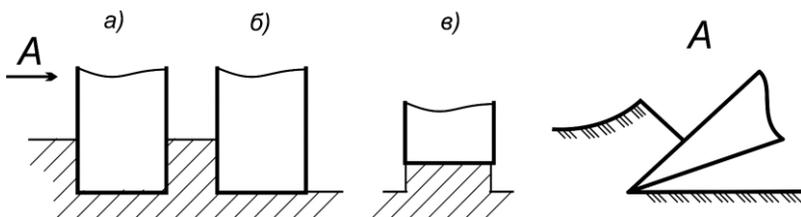


Рисунок 1.9 – Основные способы резания грунта:
а – заблокированное, б – полублокированное, в – свободное

Как видно из приведенных данных, свободное резание является самым экономичным, однако в чистом виде его достаточно сложно реализовать. Обычно стремятся вести разработку хотя бы полублокированным резанием, что достигается применением и специальной расстановкой зубьев, каждый из которых обеспечивает крупный скол грунта. При этом, чем меньше ширина рабочего органа, тем больше сказывается на сопротивлении грунта способ резания – заблокированный и деблокированный.

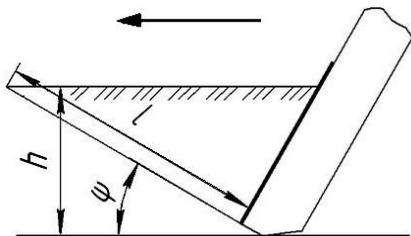


Рисунок 1.10 – Схема скола грунта рабочим органом:

l, h – длина и толщина скола; ψ – угол скола

скола меняется от 35° до $10-12^\circ$. Осциллограмма процесса резания имеет следующий вид (рисунок 1.11).

Процесс резания грунта, как правило, носит динамический характер. Разрушение грунта происходит по поверхностям скола. Угол скола ψ (рисунок 1.10) можно приблизительно определить по формуле $\psi \approx 45 - \varphi_2/2$.

При перемещении грунта по поверхности рабочего органа в зоне скола грунта возникает пригрузка, которая ведет к уменьшению угла скола. Например, при работе скрепера угол

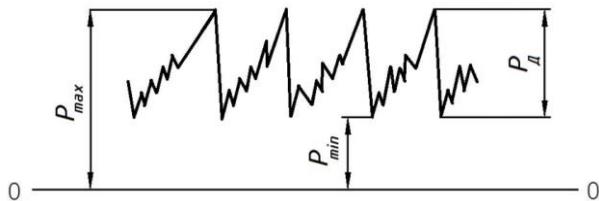


Рисунок 1.11 – Осциллограмма процесса резания грунта

Динамическую составляющую резания P_d определяют по формуле

$$P_d = Clb, \quad (1.26)$$

где C – коэффициент сцепления грунта (берется по результатам работы по определению физико-механических свойств грунта), $\text{H}/\text{см}^2$;

l – длина поверхности скола, см,

$$l = \frac{h}{\sin \psi}, \quad (1.27)$$

b – ширина поверхности скола, для плоских ножей ее принимают равной ширине рабочего органа, см.

Для оценки динамики рабочего процесса необходимо знать площадь скола и угол скола ψ . Замерить их экспериментально затруднительно. Предполагая, что у прямолинейных ножей скол грунта происходит одновременно по всей ширине ножа, с учетом (1.27)

$$P_d = Cbh / \sin \psi,$$

откуда

$$\sin \psi = Cbh / P_d$$

или

$$\psi = \arcsin(Cbh / P_d). \quad (1.28)$$

Значение P_d получают из осциллограммы записи рабочего процесса резания грунта $P_d = P_{\max} - P_{\min}$ (см. рисунок 1.10), а b и h замеряют при помощи измерительного инструмента (рулетки или линейки). Коэффициент сцепления грунта C определяют при помощи сдвигового прибора.

Снижение динамических нагрузок на рабочие органы машин может быть достигнуто, во-первых, снижением пригрузки в зоне скола (например, у скреперов применением элеваторной или шнековой загрузки) и, во-вторых, обеспечением неодновременности скола грунта по ширине рабочего органа. С этой целью применяют ступенчатые или полукруглые ножи. Динамический характер резания грунта снижает надежность рабочих органов и механизмов машин. Поэтому при их проектировании целесообразно использо-

вать устройства, демпфирующие динамические нагрузки, или рабочие органы, которые проводят к уменьшению динамической составляющей рабочего процесса.

1.2.1 Определение коэффициента удельного сопротивления грунта резанию

Для оценки коэффициента сопротивления грунта резанию используют динамометрическую тележку (стенд) Ветрова Ю.А. и грунтовый канал. Удельное сопротивление резанию определяют по величине тяговой силы на заданном участке пути и средней площади поперечного сечения срезанного слоя грунта. Тяговое усилие измеряют динамометром или тензометрическим звеном, заключаемыми между прицепными устройствами тягача и тележки.

На рисунке 1.12 представлена схема испытательного стенда, который состоит из тележки 1, перемещающейся по направляющей рамке 5. На тележке установлен нож 2 (шириной 100 мм), максимальный ход которого по длине составляет 0,7 м. При неподвижно фиксированной раме тележку перемещают при помощи ручной лебедки 3, а усилие измеряют динамометром 4, соединенным с тяговым канатом. Крепление стойки ножа предусматривает возможность изменения глубины резания до 200 мм и угла резания от 30 до 70°.

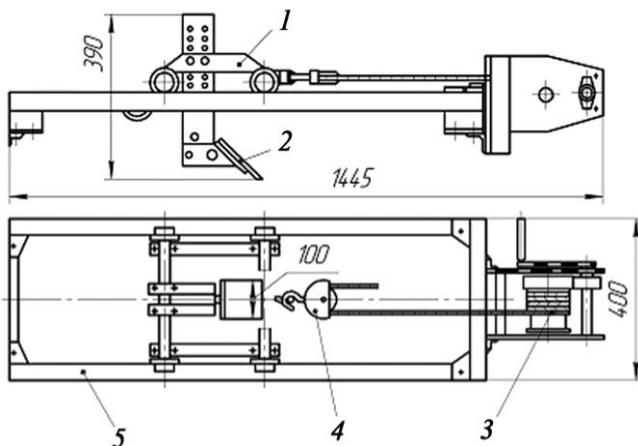


Рисунок 1.12 – Динамометрический стенд:

1 – тележка; 2 – нож; 3 – ручная лебедка; 4 – динамометр; 5 – рама стенда

При определении удельного сопротивления резанию эталонным ножом силу сопротивления резанию относят к площади поперечного сечения среза. Запись процесса резания производят на компьютере с использованием ана-

лого-цифрового преобразователя. В случае слабого сигнала с тензодатчика используют его усилитель. Предварительно производят тарировку тензотележки, записывая сигналы, соответствующие заданным силам.

Для оценки категории грунта используют модель ударника ДорНИИ. Для получения физической модели грунта обычно используют песчаный грунт, который после увлажнения уплотняют площадочным вибратором или трамбовкой.

Для определения коэффициента удельного сопротивления грунта резанию следует:

- 1) приготовить грунт требуемой категории, увлажнить и уплотнить его при помощи площадочного вибратора;
- 2) проконтролировать качество уплотнения при помощи ударника ДорНИИ; при этом плотность грунта должна быть одинакова по всей длине ножа;
- 3) подготовить тележку Ветрова, установить нож на тензометрическую тележку так, чтобы толщина вырезаемой стружки по ширине была одинаковой;
- 4) произвести тарировку усилий тензометрической тележки;
- 5) произвести резание грунта на участке 1–2 м с записью сопротивления грунта резанию, толщины и ширины вырезаемой стружки;
- 6) произвести расшифровку осциллограммы записи сопротивления грунта резанию;
- 7) определить коэффициент сопротивления грунта резанию по среднему значению силы P_p сопротивления грунта резанию

$$\kappa_p = \frac{P_p}{bh}, \quad (1.29)$$

где P_p – сила сопротивления грунта резанию, Н;

b – ширина ножа, см;

h – толщина стружки, см.

8) полученные результаты сравнить с табличными (таблица 1.5) значениями удельного сопротивления грунта резанию;

9) оценить динамику процесса резания грунта, для чего на осциллограмме вычислить P_d , то есть крупные сколы грунта, затем найти математическое ожидание P_d обработкой осциллограммы. По формуле (1.28) определить угол скола грунта и сопоставить его с теоретическим значением;

10) произвести резание грунта ступенчатыми и полукруглыми ножами (при той же площади вырезаемой стружки) и сопоставить значения κ_p при резании различными ножами. Объяснить изменения динамики рабочего процесса для ступенчатых и полукруглых ножей.

Таблица 1.5 – Удельное сопротивление грунта различного типа резанию

Категория грунта	Тип грунта	Удельное сопротивление грунта резанию k_p , Н/см ²
I	Песок, супесь, суглинок мягкий	1–4
II	Суглинок, гравий мелкий, глина легкая	3–9
III	Суглинок плотный, глина средней крепости	5–15
IV	Суглинок крепкий, глина крепкая	8–20

1.2.2 Изучение факторов, влияющих на коэффициент удельного сопротивления грунта резанию

К основным факторам, оказывающим влияние на сопротивление грунта резанию, относятся угол резания и вид резания (прямое или косое).

Влияние угла резания на коэффициент удельного сопротивления грунта резанию можно определить, используя следующий метод:

- 1) подготовить тележку Ветрова по методике, рассмотренной в предыдущей работе;
- 2) выбрать нож с изменяющимся углом его установки;
- 3) провести не менее пяти измерений угла резания в диапазоне 20–50°, фиксируя значения силы сопротивления резанию;
- 4) рассчитать коэффициент удельного сопротивления грунта резанию, по результатам расчетов построить график зависимости коэффициента удельного сопротивления резанию от угла резания $k_p = f(\delta)$;
- 5) сделать выводы на основании характера полученной зависимости.

Влияние вида резания (при косом и прямом резании) на коэффициент удельного сопротивления грунта резанию можно оценить следующим образом:

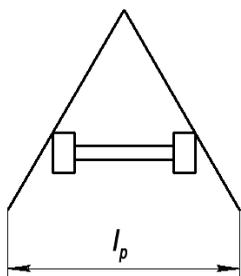


Рисунок 1.13 – Форма ножа для исследования косого резания

- 1) подготовить тележку Ветрова;
- 2) установить на тележке рабочий орган, имеющий форму (рисунок 1.13), которая обеспечивает косое резание;
- 3) измерить ширину стружки и ее толщину;
- 4) рассчитать коэффициент удельного сопротивления резанию по формуле (1.29);
- 5) сравнить величины коэффициентов удельного сопротивления, полученные при косом и прямом резании;
- 6) сделать выводы на основании полученных данных.

1.3 Основы тягового расчета ходовых систем

Цель работы – ознакомление с особенностями взаимодействия колесного и гусеничного движителей с опорной поверхностью, а также экспериментальное определение коэффициента сопротивления движению и коэффициента сцепления движителя с опорной поверхностью.

Основой тяговых расчетов является уравнение тягового баланса:

$$P_{\text{сц}} \geq P_{\text{к}} \geq W, \quad (1.30)$$

где $P_{\text{сц}}$ – сила сцепления приводных колес или гусениц с опорной поверхностью (по существу, это тяговая характеристика движителя по сцеплению), Н;

$P_{\text{к}}$ – окружная сила всех движителей (приводных колес, гусениц), Н;

W – сумма всех сил сопротивления движению машины, Н.

Колесный или гусеничный движитель дорожной машины преобразует подводимый к нему от двигателя крутящий момент в силу тяги машины.

Движение машины обеспечивает передаваемая двигателем и приложенная к ведущему колесу (к его шине) максимальная окружная сила $P_{\text{к}}$. В гусеничном движителе она передается через ведущую звездочку.

Ведущее колесо радиусом $r_{\text{к}}$ вращается под действием крутящего момента на колесе $M_{\text{к}}$:

$$P_{\text{к}} = \frac{M_{\text{к}}}{r_{\text{к}}}.$$

Эта окружная сила расходуется на обеспечение рабочих усилий, а также на преодоление различных сопротивлений (передвижению, уклону, сил инерции, ветру, повороту):

1) сопротивления передвижению (Н)

$$W_{\text{п}} = fG, \quad (1.31)$$

где f – коэффициент сопротивления передвижению (таблица 1.6);

G – сила тяжести машины, Н;

2) сопротивления уклону (Н)

$$W_{\text{у}} = G \sin \alpha,$$

где α – угол уклона.

При малых углах уклона

$$\sin \alpha \approx \text{tg} \alpha = i_{\text{у}},$$

где i_y – уклон.
Тогда

$$W_y = i_y G; \quad (1.32)$$

3) сопротивления сил инерции (H)

$$W_{и} = \pm \frac{Gv}{gt_p}, \quad (1.33)$$

где v – скорость машины в конце разгона или в начале торможения, м/с;

t_p – время разгона до v или торможения с v до 0, с.

Знак (+) – при разгоне, (–) – при торможении, поскольку при торможении сила инерции способствует продолжению движения;

4) сопротивления ветровой нагрузке (H)

$$W_B = p_B F_B, \quad (1.34)$$

где p_B – наибольшее допускаемое давление ветра, Па;

F_B – расчетная площадь наибольшей парусности машины (обычно площадь ее боковой поверхности), м².

При относительно малых скоростях движения машин для земляных работ (до 20 км/ч) ее в расчет можно не принимать;

5) сопротивления при повороте ($W_{пов}$) – эти сопротивления возникают на криволинейных участках движения;

6) рабочих сопротивлений (W_p).

Машины для земляных работ выполняют различные рабочие функции, испытывая при этом сопротивление обрабатываемой среды. Поэтому для каждого типа машин имеется свой набор рабочих сопротивлений W_p .

Общее сопротивление

$$W = W_{п} + W_y + W_{и} + W_B + W_{пов} + W_p. \quad (1.35)$$

Усилия, передаваемые от двигателя ведущим колесам или гусеницам машины, можно реализовать лишь при условии, что между движителем и грунтом будет достаточно хорошее сцепление. Оно зависит от многих факторов (свойств и состояния поверхности грунта; типа, состояния и внутреннего давления в шине) и характеризуется коэффициентом сцепления $\varphi_{сц}$ (см. таблицу 1.6). При этом сила сцепления

$$P_{сц} = \varphi_{сц} G_{сц}, \quad (1.36)$$

где $G_{\text{сц}}$ – нагрузка на ведущие колеса (или гусеницы), т. е. сцепная сила тя-
жести, Н.

Таблица 1.6 – Коэффициенты сцепления $\varphi_{\text{сц}}$ и сопротивления движению f

Условия движения	Гусеничные тракторы		Колесные тракторы		Автомобили	
	$\varphi_{\text{сц}}$	f	$\varphi_{\text{сц}}$	f	$\varphi_{\text{сц}}$	f
Асфальтированная дорога:						
– в сухом состоянии	0,8	0,03–0,05	0,8–0,9	0,014–0,018	0,8–0,85	0,012–0,02
– в мокром состоянии (чистая)	0,8	0,03–0,06	0,7–0,8	0,018–0,022	0,6–0,75	0,015–0,025
Гравийно-щебеночная дорога	–	–	0,8	0,02–0,025	0,5–0,65	0,035–0,06
Сухая грунтовая дорога	0,8–1,0	0,06–0,07	0,6–0,9	0,025–0,035	0,5–0,7	0,03–0,05
Снежная укатанная дорога	0,6–0,8	0,06–0,07	0,3	0,03–0,05	0,2–0,5	0,04–0,10
Глубокий снег	0,2–0,6	0,09–0,25	0,2–0,4	0,24–0,28	0,15–0,25	0,2–0,3
Обледенелая дорога	–	–	–	–	0,08–0,2	0,015–0,05

Сцепная сила тяжести $G_{\text{сц}}$ машин в рабочем режиме складывается из силы тяжести машины, приходящейся на ведущие колеса (гусеницы), и сил реакции обрабатываемой среды от взаимодействия с рабочим органом.

Сцепная сила тяжести $G_{\text{сц}}$ машин в транспортном режиме складывается из сил тяжести машины и грунта, приходящихся на ведущие колеса (гусеницы).

Отметим, что для колесной машины со всеми ведущими колесами $G_{\text{сц}}$ – это полная сила тяжести машины с грунтом.

Силу сцепления $P_{\text{сц}}$ часто называют силой тяги по сцеплению, поскольку она характеризует предельное значение силы тяги, развиваемой двигателем на грунте по условиям сцепления с грунтом.

Как правило, на первом этапе проектирования отсутствуют сведения о силовой установке (т. е. невозможно определить окружную силу $P_{\text{к}}$). Поэтому, полагая $W = P_{\text{к}}$, определяют мощность силовой установки

$$N = \frac{W v_{\delta}}{\eta_{\delta\delta}}, \quad (1.37)$$

где $v_{\text{р}}$ – скорость рабочего хода, м/с;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии.

Ходовые системы представляют собой устройства для перемещения машины и устойчивого опирания на основание при работе. Они включают ходовое устройство, подвеску, опорную раму или оси, а также механизм передвижения. Ходовое устройство предназначено для передачи нагрузок от машины на опорную поверхность. Оно обеспечивает перемещение машины и изменение направления ее движения.

Часто вместо термина «ходовое устройство» употребляют термин «двигатель». Напомним, что двигателем называют колесный или гусеничный механизм, преобразующий вращательное движение *ведущих колес* или *звездочек* в поступательное движение машины.

Механизм передвижения предназначен для привода ходовых устройств в рабочем и транспортном положениях. Конструкция механизма передвижения зависит от типа привода, а также необходимой скорости и маневренности машин.

В зависимости от условий работы и назначения в машинах для земляных работ используют пневмоколесные (ПХС) и гусеничные (ГХС) ходовые системы.

Основными показателями ходовых систем являются *скорость передвижения, проходимость и маневренность*.

Прочность машины в основном определяется глубиной колеи, образуемой в результате взаимодействия ходового устройства с грунтом, дорожным просветом (клиренсом) – расстоянием от наиболее низкой части машины (кроме двигателя) до опорной поверхности и сцепными свойствами ходового устройства. Глубина колеи h (м) увеличивается с ростом давления p (МПа) на контактной поверхности между опорной частью ходового устройства и грунтом. Эти величины связаны между собой зависимостью

$$h = \frac{p}{c}. \quad (1.38)$$

где c – коэффициент постели, МПа/м,

$$c = \begin{cases} 0,1 \dots 0,5 & \text{– для } \text{гусеничных машин} \\ 20 \dots 100 & \text{– для } \text{пневмоколесных машин} \end{cases}$$

Более высокой проходимостью обладает гусеничное ходовое оборудование, которое имеет развитую опорную поверхность двигателя, обеспечивающую относительно низкие удельные давления на грунт и меньшую, чем у пневмоколесных машин осадку. Гусеничные двигатели не теряют своей транспортной способности даже при погружении в грунт до половины своей высоты. В то же время они уступают пневмоколесным по скорости передвижения, которая для большинства гусеничных машин не превышает 10 км/ч.

Маневренность характеризуется радиусом разворота и шириной дорожного коридора. В зависимости от вида привода гусеничные машины могут разворачиваться относительно одной заторможенной гусеницы (при групповом приводе) и относительно собственной оси (при индивидуальном приводе включением гусениц на движение во взаимно противоположных направлениях). Ширина дорожного коридора является шириной следа разворачивающейся машины. Этим параметром определяется вписываемость машины в схему трассы передвижения. Ширина дорожного коридора зависит от угла поворота.

Большинство машин для земляных работ оснащено пневмоколесным или гусеничным двигателем. Кроме того, используют также резиновые гусеницы, гусеницы с обрешеченными траками и катками, жесткие колеса, облицованные резиной, или с ободом, собранным из съемных резиновых элементов.

1.3.1 Взаимодействие двигателя с опорной поверхностью

Колесный двигатель обеспечивает высокие транспортные скорости и более высокую мобильность и долговечность узлов машин, чем гусеничный. В то же время ПХС имеют меньшие тяговые характеристики и меньшую проходимость, чем ГХС.

ПХС имеют следующие достоинства:

- 1) хорошие маневрирование и мобильность;
- 2) высокие скорости передвижения (до 60 км/ч);
- 3) массу на 25–35 % меньше, чем гусеничное (при одинаковой мощности);
- 4) высокий КПД ($\eta = 0,80 \dots 0,85$);
- 5) ресурс до 40 тыс. км (примерно в 20 раз выше ресурса ГХС).

К недостаткам следует отнести:

- 1) низкую проходимость;
- 2) высокое давление на грунт ($p_{cp} = 0,1 \dots 0,4$ МПа).

Повсеместное применение ПХС объясняется широким спектром функций колесного двигателя. Он не только преобразует вращательное движение ведущих колес в поступательное движение машины, но и является поддерживающим (передающим нагрузку от машины на основание) и направляющим (обеспечивающим сохранение или изменение направления движения машины) устройством, а также упругим элементом (гасящим или уменьшающим колебания во время работы или перемещения машины).

В пневмоколесном ходовом оборудовании различают *приводные* и *управляемые колеса*. Первые приводятся от ходовой трансмиссии, а вторыми управляют при изменении направления движения машины. Управляемые колеса могут быть одновременно и приводными. Для поворота машины используют как управляемые колеса, поворачиваемые относительно поворотных цапф, так и колеса с управляемой осью, поворачиваемой в плане относительно вертикального шкворня в ее средней части. В случае управля-

емых колес они приводятся от рулевой трапеции, длины звеньев которой подобраны так, чтобы обеспечить поворот колес с разными углами без бокового скольжения при передвижении на поворотах.

У большинства машин для земляных работ имеется четырехколесное двухосное ходовое устройство, кроме того, применяются ходовые системы с 6–8 колесами (т. е. трех-, четырехосные), а также одноосные двухколесные тягачи.

Характеристикой ходового устройства является колесная формула, состоящая из двух цифр: первая – число всех колес, вторая – число приводных колес. Самые распространенные ходовые устройства имеют следующие колесные формулы: 4×2 , 4×4 , 6×4 , 6×6 .

ПХС состоит из колес с пневмошинами, устанавливаемых на мосты и оси. Большинство базовых колесных тракторов снабжены четырьмя колесами, одноосные тягачи – двумя. *Пневмошина* представляет собой резинотканевую оболочку на ободе колеса машины с заключенным в ней сжатым воздухом. В машинах для земляных работ применяют шины среднего (0,3–0,4 МПа), низкого (0,15–0,25 МПа) и сверхнизкого (0,05–0,08 МПа) давления. Считается, что давление на грунт на 20–40 % выше, чем давление в шинах.

В тяговых расчетах пневмоколесного ходового оборудования наиболее общим случаем является взаимодействие колеса с грунтом, при котором деформируются и колесо, и грунт. При этом имеют место три фактора взаимодействия: *сопротивление качению, скольжение и сцепление*.

Сопротивление качению зависит от многих параметров (физико-механических характеристик грунта и шины, в том числе модулей упругости и т. д.). Оно снижается при повышении эластичности каркаса и увеличении радиуса шины.

Сопротивление качению характеризуют *коэффициентом сопротивления качению*

$$f_k = \frac{a}{r_c}, \quad (1.39)$$

где a – коэффициент трения качения, м;

r_c – силовой радиус ведущего колеса, м.

Коэффициент трения качения является коэффициентом второго рода, т. е. размерной характеристикой, и зависит от типа и состояния опорной поверхности: чем больше деформируемость дорожного покрытия, тем больше его величина.

Для ведомого колеса этот коэффициент равен отношению силы, приложенной к оси колеса, под действием которой происходит качение (P_f), к вертикальной нагрузке на колесо (G_k), т. е.

$$f_k = \frac{P_f}{G_k}. \quad (1.40)$$

Коэффициент f_k зависит от многих факторов и является переменной величиной, но в инженерных расчетах его заменяют константой. Отметим, что r_c обычно принимают равным статическому радиусу колеса (т. е. расстоянию от его центра до опорной поверхности).

Скольжение является характерной особенностью взаимодействия колеса с грунтом. Оно приводит к снижению скорости поступательного движения, энергетическим потерям и *буксованию* (т. е. проскальзыванию колеса по опорной поверхности в сторону, противоположную направлению движения машины). Характеристикой буксования является *коэффициент буксования*

$$\delta = 1 - \eta_{ск}, \quad (1.41)$$

где $\eta_{ск}$ – скоростной КПД колесного движителя,

$$\eta_{ск} = \frac{n_{своб}}{n_{вед}}, \quad (1.42)$$

$n_{своб}$, $n_{вед}$ – число оборотов свободного (ведомого) колеса и ведущего колеса за время прохода участка пути одинаковой длины.

Чем больше передаваемый шиной крутящий момент, тем больше площадь поверхности шины, скользящей по опорной поверхности. При изменении δ от 0 до 1 сила тяги колесного движителя меняется от максимального значения до нулевого. При достижении силы тяги, соответствующей $\delta = 1$, колесо работает в режиме скольжения и его поступательное движение прекращается.

Этот эффект связан со *сцеплением колесного движителя* с поверхностью качения, который, взаимодействуя с опорной поверхностью, преобразует крутящий момент, подводимый к нему от двигателя, в силу тяги. С увеличением крутящего момента M_d растет и сила тяги T , но до определенного предела. Она ограничена условиями сцепления колеса с грунтом, т. е. реакцией грунта, которая зависит от силы трения колеса по опорной поверхности и сил зацепления протектора.

Количественно сцепление характеризуют *коэффициентом сцепления*

$$\Phi_{сц} = \frac{P_{к.макс}}{R} = \frac{T_{макс} + P_f}{R}, \quad (1.43)$$

где $P_{к.макс}$ – максимальная окружная сила, Н;

T_{\max} – максимальная касательная составляющая реакции грунта на колесо, Н;

R – вертикальная составляющая реакции грунта, Н.

При равномерном движении по горизонтальной поверхности колесный движитель может работать в режиме ведущего или свободного колеса.

Режим ведущего колеса – это режим, при котором крутящий момент колесного движителя расходуется на создание силы тяги и преодоление сопротивления качению колеса.

Режим свободного колеса – это режим, при котором крутящий момент колеса идет только на преодоление сопротивления качению.

Следует отметить, что в тяговых расчетах, как и в других инженерных расчетах абстрагируются от особенностей конструкции (типа шины, рисунка протектора, скорости и условий эксплуатации), учитывая только один основной параметр – ведущее колесо или свободное.

При качении ведущего колеса (рисунок 1.14, а) на ось действуют сила тяжести G_k (вертикальная нагрузка на колесо) и горизонтальная реакция от рамы машины (F_k). Для качения необходимо к колесу приложить крутящий момент M_k . В месте контакта с грунтом возникают реактивные силы с равнодействующей $R_{\text{пол}}$ (T и R соответственно горизонтальная и вертикальная составляющие реакции грунта).

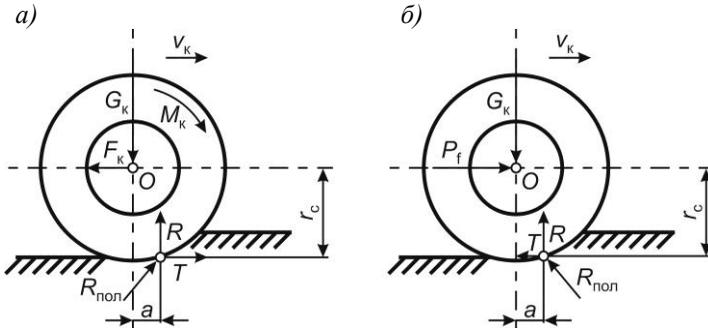


Рисунок 1.14 – Силовые схемы взаимодействия грунта с колесами:
а – с ведущим; б – с ведомым

Из условия равновесия колеса, когда сумма моментов всех сил относительно оси колеса равна нулю ($\sum M_0 = 0$), имеем

$$M_k = Tr_c + Ra \quad \text{или} \quad \frac{M_k}{r_c} = T + R \frac{a}{r_c}. \quad (1.44)$$

Отношение $\frac{M_k}{r_c} = P_k$ – это окружная сила ведущего колеса. Поскольку

$T = F_k$ и $R = G_k$, то

$$P_k = T + f_k G_k \text{ или } P_k = T + P_f, \quad (1.45)$$

где $P_f = f_k G_k$ – сила сопротивления качению колеса, Н.

Таким образом, под действием окружной силы P_k ведущего колеса создается сила тяги и преодолевается сопротивление передвижению (качению).

Качение ведомого колеса (рисунок 1.14, б), нагруженного вертикальной силой G_k , происходит под действием силы P_f , приложенной к его оси. На участке контакта развиваются реактивные силы с равнодействующей $R_{\text{пол}}$. Из условия равновесия колеса ($\sum M_o = 0$)

$$P_k - f_k R = P_k - f_k G_k = 0, \quad (1.46)$$

т. е.

$$P_k = f_k G_k. \quad (1.47)$$

Из формулы (1.47) видно, что ведомое колесо преодолевает лишь сопротивление передвижению.

Таким образом, окружная сила ведущих колес является движущей силой машины. Как отмечалось, она зависит от величины подводимого к колесу крутящего момента M_k , связанного с крутящим моментом двигателя M_d :

$$M_k = M_d u_M \eta_M \frac{1}{n_{\text{кол}}}, \quad (1.48)$$

где u_M – общее передаточное число трансмиссии;

η_M – механический КПД трансмиссии;

$n_{\text{кол}}$ – число приводных колес.

С учетом выражения (1.48)

$$P_k = \frac{M_d u_M \eta_M}{r_c n_{\text{кол}}} \text{ или } P_k = \frac{N_d u_M \eta_M}{r_c \omega_d n_{\text{кол}}}, \quad (1.49)$$

где ω_d – угловая скорость вращения вала двигателя, рад/с.

Теоретическая скорость движения машины

$$v_T = \frac{\omega_d^H r}{u_M}, \quad (1.50)$$

где ω_d^H – номинальная угловая скорость вращения вала двигателя, рад/с;

r – номинальный (паспортный) радиус колеса, м.

Действительная скорость движения с учетом коэффициента буксования

$$v_d = v_T (1 - \delta). \quad (1.51)$$

Таким образом, колесный движитель машины развивает окружную силу, величина которой определяется крутящим моментом (или мощностью) двигателя, передаточным числом, КПД трансмиссии и ограничивается сцеплением движителя с опорной поверхностью.

Рассмотренная схема силового взаимодействия колесного движителя с грунтом значительно упрощена. Между тем, на величину сил влияют многие факторы, в числе которых диаметр колеса, тип шины и рисунок протектора, давление в шинах и скорость движения машины.

На базовых тракторах и тягачах применяют преимущественно камерные шины. На рисунке 1.15 представлена схема колеса в сборе, состоящего из шины 1 и обода 2, и конструктивная схема шины.

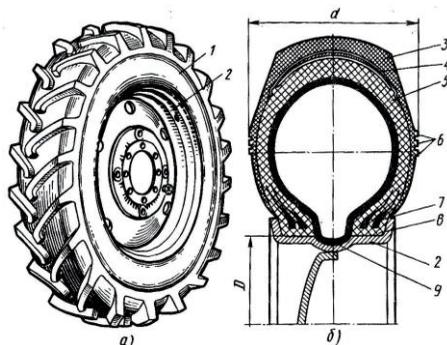


Рисунок 1.15 – Конструктивная схема колеса (а) и шины (б):

- 1 – шина; 2 – обод; 3 – протектор; 4 – бреккер;
5 – каркас; 6 – боковины; 7 – бортовое кольцо;
8 – борт; 9 – камера

Шина состоит из покрывки и камеры 9. Покрывка обеспечивает сцепление колеса с опорной поверхностью, передачу нагрузки на грунт и защиту камеры от повреждений. Она состоит из протектора 3, бреккера 4, каркаса 5, боковин 6, бортов 8 и бортовых колец 7.

Протектор 3 представляет собой толстый наружный слой резины, которым шина соприкасается с грунтом. Он предохраняет покрывку от истирания и повреждения.

Бреккер 4, или подпротекторный слой, смягчает удары, возникающие при движении машины. Он состоит из нескольких слоев прорезиненного материала или металлокорда.

Каркас 5 является основной несущей конструкцией покрывки. Его изготавливают многослойным из прорезиненного пластмассового (нейлонового) или металлического корда. Строение каркаса может быть диагональным или радиальным. При диагональном строении нити корда расположены по касательной к ободу шины, образуя систему ромбов, при радиальном – идут по радиусу от одного борта покрывки к другому. Диагональное строение обеспечивает большую жесткость, радиальное – делает покрывку более эластичной и обеспечивает меньшее удельное давление на грунт, плавность хода машины и снижает интенсивность нагрева.

Боковину 6 изготавливают из утолщенного слоя резины, который предохраняет каркас от бокового повреждения при наезде на препятствие.

Борта 8 (утолщенная часть) покрывки передают нагрузки от каркаса

ободу. Для усиления бортов внутри них пропущены бортовые кольца 7, выполненные из плетеных проволочных металлических колец, обернутых прорезиненной тканью.

При контакте колеса с опорной поверхностью происходит ряд процессов, в числе которых трение контактных поверхностей и перемещение грунта грунтозацепами, вызывающие износ протектора, а также нагрев шин. Мощность, теряемая при качении колеса по деформируемой опорной поверхности, в значительной степени связана с образованием колеи, а также с гистерезисными потерями в материале шины. Основная часть мощности гистерезисных потерь идет на нагревание шины, с их увеличением повышается температура шины, которая оказывает значительное влияние на ее долговечность. Критической считается температура шины $t_{ш} = 100 \dots 120 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Давление в шинах выбирают из условий работы. При работе на мягких грунтах используют более низкое давление для улучшения сцепления с рабочей поверхностью, а при работе на твердых основаниях повышают давление для уменьшения сопротивления перекатыванию. Кроме того, для снижения давления на грунт (для повышения проходимости) используют шины большого диаметра и широкопрофильные.

Размеры шин обозначаются двумя цифрами через тире: первая цифра – это ширина шины b (в дюймах); вторая – посадочный диаметр d шины на диск (в дюймах), т. е. диаметр диска. Соответственно, внешний диаметр шины $D = 2b + d$.

Сцепные свойства колеса с опорной поверхностью определяются конструкцией шины и рисунком протектора. В настоящее время все характеристики шин регламентированы межгосударственными стандартами: ГОСТ ИСО 4250-1-2004 «Шины и ободья для землеройных машин. Часть 1. Обозначение и размеры шин» и ГОСТ ИСО 4250-2-2004 «Шины и ободья для землеройных машин. Часть 2. Нагрузки и внутренние давления». Эти стандарты распространяются на все пневматические шины для землеройных машин, к которым причисляют любые машины, связанные с земляными работами. В их числе самосвалы, скреперы, экскаваторы, грейдеры, погрузчики, бульдозеры и многие другие машины. В стандартах установлены требования для различных шин, выбор которых зависит от назначения машины, вида и максимальной нагрузки на шину, типа и условий эксплуатации землеройной техники, скорости перемещения.

Стандарты регламентируют перечень применяемых ободьев и размеры шин, нагрузки и внутренние давления. В них представлены современные требования к маркировке шин, которые включают индекс нагрузки и символ скорости, эксплуатационное описание и код рисунка протектора, а также рекомендации, касающиеся изменения нагрузки в зависимости от скорости и условий эксплуатации шин для землеройной техники.

Стандарты дают рекомендации по выбору шин для землеройной техни-

ки, они содержат 14 видов протекторов шин для различных условий эксплуатации, в том числе гладкий, с канавками, ребристый, тяговый, флотационный (для песков) и др.

Гусеничный движитель воспринимает значительные нагрузки при сравнительно низком давлении (до 0,02–0,03 МПа) на грунт, обеспечивает хорошую маневренность и высокие тяговые усилия, а также позволяет преодолевать большие уклоны (до 23°). Это способствует перемещению машины по слабым грунтам даже при погружении до половины высоты гусеницы (при наличии соответствующего клиренса).

К недостаткам относятся:

- 1) большая масса (40–60 % от массы машины);
- 2) сложность конструкции и быстрый износ отдельных деталей;
- 3) низкий КПД (0,65–0,75).

Кроме того, ГХС машин для земляных и других дорожно-строительных работ наносят значительные повреждения дорожным покрытиям и не способны развивать большие скорости.

Гусеничный ход, как правило, используют в пределах строительных площадок.

Гусеничные ходовые системы приводятся в движение от ДВС через механическую, гидравлическую, электрическую и комбинированную трансмиссии.

ГХС (рисунок 1.16), как правило, состоит из двух гусениц.

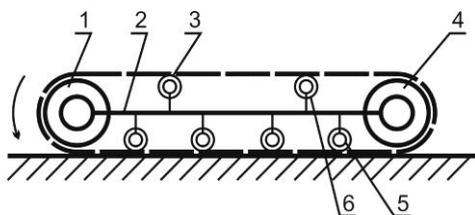


Рисунок 1.16 – Гусеничная ходовая система:

- 1 – приводное колесо; 2 – рама;
3 – гусеница; 4 – натяжное колесо;
5 – опорный каток; 6 – вспомогательный каток

Его основой служит механизм, состоящий из замкнутой цепи (гусеницы) 3, натянутой между приводным 1 (ведущей звездочкой) и натяжным 4 колесами, и катков 5, передающих нагрузку от машины через рабочую ветвь цепи на опорную поверхность. Крутящий момент передается на гусеницу ведущей звездочкой 1. Гусеница фиксируется на катковой раме 2 опорными катками 5, направляющими катками и поддерживающими 3 роликами. Она представляет собой замкнутую цепь, состоящую из стальных траков, связанных между собой пальцевыми шарнирами. Каждый трак оснащен грунтозацепами, которые обеспечивают взаимодействие гусеницы с опорной поверхностью. На раме устанавливают специальные башмаки, в том числе перед ведущей звездочкой, которые препятствуют попаданию грунта на внутреннюю поверхность траков и снижают вероятность схода гусеницы.

Некоторые из перечисленных ранее недостатков ГХС компенсируются применением современных конструкций и материалов. Так, использование

резиновых гусеничных лент, а также обрешенных траков и катков позволяет уменьшить шум, снизить вибрации и ударные нагрузки на детали гусеничных систем, что способствует снижению износа и увеличению их долговечности. Этому также способствует применение межтраковых шарниров с герметично упакованной смазкой.

В ряде случаев необходимо проведение более точных тяговых расчетов *гусеничного ходового оборудования*, которые выполняют для прямо- и криволинейного движения. Мощность двигателя принимают по большему тяговому усилию.

Прямолинейное движение. Наибольшее тяговое усилие определяют по сумме сопротивлений $T \approx \Sigma W$:

$$\Sigma W = W_{\Gamma} + W_y + W_{и} + W_{\kappa} + W_{в}. \quad (1.52)$$

Суммарная сила сопротивления включает следующие составляющие:

1) сопротивление в гусеницах (Н)

$$W_{\Gamma} = f_{\Gamma} G, \quad (1.53)$$

где G – сила тяжести машины, Н;

f_{Γ} – коэффициент, характеризующий относительную величину внутренних сопротивлений в гусеницах;

$$f_{\Gamma} = \begin{cases} 0,10 - \text{для подшипников в скольжения,} \\ 0,05 - \text{для подшипников в качения (в опорных катках, в колесах);} \end{cases}$$

2) сопротивление при уклоне (Н)

$$W_y = \pm i_y G; \quad (1.54)$$

3) сопротивление инерции при разгоне (Н)

$$W_{и} = \kappa_{вр} \frac{Gv}{gt_p}, \quad (1.55)$$

где $\kappa_{вр}$ – коэффициент, учитывающий вращающиеся массы:
для *гусеничных машин*

$$\kappa_{вр} = 1,2 + 0,002u^2, \quad (1.56)$$

для *пневмоколесных*

$$\kappa_{вр} = 1 + 0,05 \left(1 + u_{\kappa}^2 \frac{G}{G_{\phi}} \right), \quad (1.57)$$

u – общее передаточное число от двигателя к валу ведущей звездочки гусеничной цепи;

u_{κ} – передаточное число трансмиссии;

- t_p – время разгона до скорости v , $t_p = 2 \dots 5$ с.
 G_ϕ – сила тяжести машины с нагрузкой, отличающейся от номинальной (т. е. с фактической нагрузкой), Н;
 4) сопротивление перекачиванию (Н)

$$W_k = \frac{p_{\max}^2}{2\rho_0} b m, \quad (1.58)$$

где p_{\max} – максимальное давление под гусеницами с учетом их конструкции, Па;
 ρ_0 – коэффициент сопротивления грунта смятию;
 b – ширина гусеницы, м;
 m – число гусениц.

5) ветровую нагрузку (Н) (при невысоких скоростях машины не учитывается)

$$W_B = p_B F_B. \quad (1.59)$$

Криволинейное движение. Предполагается, что машина совершает поворотное движение на горизонтальной площадке вокруг вертикальной оси, проходящей через центр тяжести одной из гусениц (рисунок 1.17). При этом наибольшее тяговое усилие определяют по суммарной силе сопротивлений:

$$T_{\max} = \sum W_{\text{пов}} = W_\Gamma^{\text{пов}} + W_k^{\text{пов}} + W_B^{\text{пов}}, \quad (1.60)$$

где $W_\Gamma^{\text{пов}}$ – сопротивление в гусеницах (в забегающей гусенице), Н;

$W_k^{\text{пов}}$ – сопротивление перекачиванию, Н;

$W_B^{\text{пов}}$ – сопротивление ветру, Н.

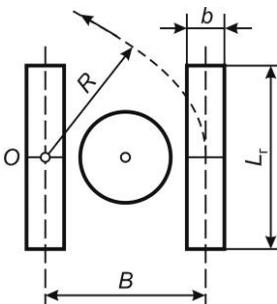


Рисунок 1.17 – Схема поворота машины на гусеничном ходу

Сила сопротивления в забегающей гусенице

$$W_\Gamma^{\text{пов}} = \kappa_{\text{пов}} f_\Gamma G_3, \quad (1.61)$$

где $\kappa_{\text{пов}}$ – коэффициент, учитывающий увеличение внутренних сопротивлений при повороте от действия поперечных сил на катки,

$$\kappa_{\text{пов}} = \begin{cases} 1, 2 \dots 1, 3, & \text{если } R \leq 5L_T, \\ 1, & \text{если } R > 5L_T; \end{cases}$$

R – радиус поворота вокруг гусеницы, м;

L_T – длина гусеницы, м;

G_3 – нагрузка забегающей гусеницы на грунт, Н,

$$G_3 = \frac{G}{2} \left(1 + \frac{2r}{B} \right), \quad (1.62)$$

r – эксцентриситет результирующей силы тяжести, м;

B – расстояние между осями гусениц, м.

Силы сопротивления перекатыванию $W_K^{\text{пов}}$ и ветру $W_B^{\text{пов}}$ определяют по формулам (1.58) и (1.59).

Имеется и более простой вариант расчета общей силы сопротивления при повороте. В этом варианте

$$\Sigma W_{\text{пов}} = \mu_{\text{пов}} \frac{L_T}{4B} G, \quad (1.63)$$

где $\mu_{\text{пов}}$ – коэффициент сил сопротивления повороту;

$$\mu_{\text{пов}} = \begin{cases} 0,50 - \text{бетон, сухой плотный грунт,} \\ 0,65 - \text{влажный плотный грунт,} \\ 0,80 - \text{рыхлый влажный грунт.} \end{cases}$$

1.3.2 Экспериментальная оценка параметров взаимодействия

Методы определения коэффициента сцепления

Буксировка машины с затянутыми тормозами. Буксировку испытуемой машины с затянутыми тормозами осуществляют на горизонтальной площадке. При таком способе колеса не вращаются и машина движется, срезая грунтозацепами грунт (рисунок 1.18).

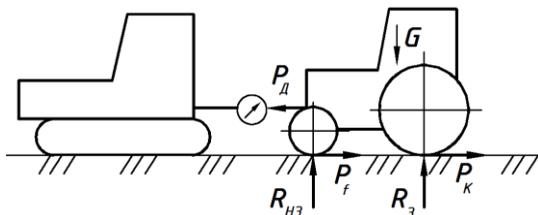


Рисунок 1.18 – Буксировка испытуемой машины с затянутыми тормозами

Сила сцепления машины с одним ведущим мостом

$$P_k = P_d - P_f, \quad (1.64)$$

где P_d – среднее значение показания динамометра, Н;
 P_f – сопротивление перемещению незаторможенных колес, Н,

$$P_f = fR_{нз},$$

$R_{нз}$ – опорная реакция грунта на незаторможенных колесах, Н.

Коэффициент сопротивления перемещению f определяют экспериментально одним из ранее приведенных способов.

Коэффициент сцепления определяют по формуле

$$\varphi_{сц} = \frac{P_k}{R_3}, \quad (1.65)$$

где R_3 – опорная реакция грунта на заторможенных колесах, Н.

Нагружение при помощи динамометрической тележки. Динамометрической тележкой служит гусеничный трактор, который присоединяют через динамометр к исследуемой машине. При испытаниях, тормозя гусеничным трактором, постоянно увеличивают нагрузку на крюке испытываемой машины до момента, когда наступает срыв грунта и полное буксование машины (рисунок 1.19).

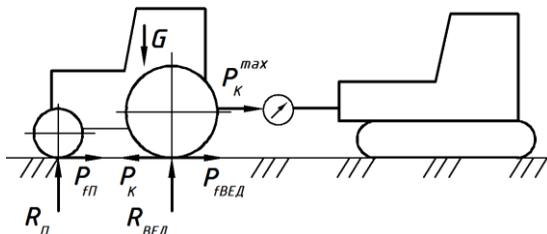


Рисунок 1.19 – Нагружение испытываемой машины

На горизонтальном участке

$$P_k = \varphi_{сц} R_{вед}, \quad (1.66)$$

где $R_{вед}$ – вертикальная реакция грунта на ведущих колесах, Н.

В момент срыва динамометр регистрирует силу на крюке $P_{\hat{e}}^{max}$. При этом

$$P_{\hat{e}} = \varphi_{п\hat{o}} R_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}} = fG + P_{\hat{e}}^{max}, \quad (1.67)$$

где G – сила тяжести испытываемой машины, Н.

Из формулы (1.67) следует

$$\Phi_{\text{сц}} = \frac{fG + P_{\text{к}}^{\text{max}}}{R_{\text{вед}}} . \quad (1.68)$$

Данный способ требует предварительного определения коэффициента сопротивления передвижению. Испытания обычно проводят на малых скоростях.

Следует отметить, что коэффициент сцепления ϕ уменьшается с ростом скорости из-за более интенсивного разрушения грунта грунтозацепами.

Методы определения коэффициента сопротивления перемещению колесного движителя

Буксировка машины. Для этого метода используют три машины – тягач, исследуемую машину и гусеничный трактор (рисунок 1.20). Между тягачом и испытываемой машиной устанавливают динамометр. Чтобы не происходило накатывания испытываемой машины, через динамометр присоединяют гусеничный трактор.

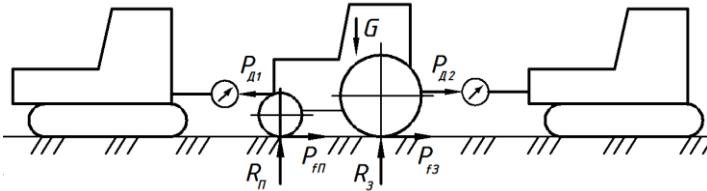


Рисунок 1.20 – Буксировка испытываемой машины

Испытания проводят на ровной площадке с небольшой скоростью движения. Из схемы сил на рисунке 1.20 следует, что сопротивление перемещению исследуемой машины определяют по формуле

$$P_f = P_{\text{д1}} - P_{\text{д2}} . \quad (1.69)$$

где $P_{\text{д1}}, P_{\text{д2}}$ – показания динамометров, Н.

Коэффициент сопротивления перемещению

$$f = \frac{P_f}{G} = \frac{P_{\text{д1}} - P_{\text{д2}}}{G} . \quad (1.70)$$

Рассмотренный способ дает погрешность в оценке коэффициента f , поскольку испытываемая машина движется частично или полностью по следу тягача (т. е. по уплотненному грунту), что приводит к некоторому снижению величины f .

Метод затухания движения (метод выбега). При испытаниях машину разгоняют до заданной скорости, а затем производят отключение трансмиссии, вследствие чего дальнейшее движение происходит по инерции. При этом измеряют скорость движения v в момент выключения передачи и путь S , пройденный машиной после отключения трансмиссии. При движении по инерции накопленная кинетическая энергия машины расходуется на преодоление силы сопротивления P_f , т. е.

$$\frac{\chi G v^2}{2g} = fGS. \quad (1.71)$$

Из формулы (1.71) следует:

$$f = \frac{\chi v^2}{2gS}, \quad (1.72)$$

где χ – коэффициент, учитывающий отдачу кинетической энергии вращающимися массами, для колесного движителя χ принимают равным единице, т. е. $\chi \approx 1$.

Метод затухания движения дает достаточно точную оценку коэффициента только на ровных поверхностях при малых скоростях движения. При перемещении по неровному профилю опорной поверхности ошибка достигает 25 %.

Использование тензометрических полуосей. Этот метод дает наиболее точные значения искомого коэффициента. Его суть состоит в определении крутящего момента M_k на ведущих колесах исследуемой машины при ее движении с помощью тензометрической полуоси. Значение коэффициента сопротивления перемещению определяют по формуле

$$f = \frac{\eta M_k}{G r_c}, \quad (1.73)$$

где η – КПД привода.

Напомним, что в инженерных расчетах r_c принимают равным статическому радиусу колеса r (т. е. расстоянию от его центра до опорной поверхности).

Экспериментальная оценка сопротивления движению колесного движителя

Для определения коэффициента сопротивления перемещению f и коэффициента сцепления $\varphi_{сц}$ колесного движителя следует:

1) подобрать необходимую технику (исследуемую самоходную машину для земляных работ, колесный и гусеничный тракторы, динамометры, изме-

рительный инструмент);

2) изучить конструкцию пневмокошесного ходового оборудования исследуемой машины;

3) запустить и прогреть двигатели используемых при испытаниях машин;

4) проехать на машинах участок пути расстоянием до 0,5 км для прогрева двигателей машин;

5) определить коэффициент сопротивления перемещению методом затухания движения по изложенной выше схеме;

6) определить коэффициент сопротивления перемещению методом буксировки;

7) определить коэффициент сцепления колесного движителя;

8) составить отчет с описанием методики экспериментов и сделать выводы на основании полученных результатов.

Экспериментальное определение сопротивления движению гусеничного движителя

Для определения коэффициента сопротивления перемещению f и коэффициента сцепления $\varphi_{сц}$ гусеничного движителя следует:

1) подобрать необходимую технику (исследуемую гусеничную самоходную машину, гусеничные тракторы, динамометры, измерительный инструмент);

2) изучить конструкцию гусеничного ходового оборудования исследуемой машины;

3) запустить и прогреть двигатели используемых при испытаниях машин;

4) проехать на машинах участок пути расстоянием до 0,5 км для прогрева двигателей машин;

5) для определения коэффициента сопротивления перемещению провести не менее трех испытаний методом буксировки, буксируя исследуемый трактор на нейтральной передаче и фиксируя показания динамометров;

6) рассчитать коэффициент сопротивления перемещению по формуле (1.72);

7) для определения коэффициента сцепления провести не менее трех испытаний по методу нагружения при помощи тензометрической тележки, включая первую передачу на буксируемом тракторе;

8) рассчитать коэффициент сцепления по формуле (1.68);

9) составить отчет описанием методики экспериментов и сделать выводы на основании полученных результатов.

1.3.3 Комбинированные ходовые системы

Комбинированные ходовые системы позволяют значительно расширить технологические возможности машин для земляных работ, поскольку обеспечивают движение как по автомобильным дорогам, так и железнодорожным путям, выполнение различных операций по содержанию и ремонту автомобильных дорог и железнодорожных путей, а также использование машин в качестве локомотива для маневровых и поездных работ.

Для передвижения машины с пневмоколесами по рельсовой колее используют в основном следующие конструктивные варианты [9]:

1 Замена пневмоколес металлическими ребордчатыми колесами. Недостатками данной схемы являются значительные затраты времени для перевода машины на рельсовую колею, а также невысокое тяговое усилие при движении по ней.

2 Установка дополнительных направляющих катков, представляющих собой ребордчатые металлические колеса на пружинной подвеске. Тяговое и тормозное усилия при этом реализуются за счет сцепления ведущих пневматических колес с рельсами и зависят от сцепной силы тяжести, состояния рельсов (влажность, загрязненность) и типа протектора пневмоколес, определяемых коэффициентом сцепления, который для пары «пневматическое колесо – рельс» выше, чем для пары «металлическое колесо – рельс». Кроме того, дополнительные железнодорожные колеса могут быть приводными как от гидромоторов или механических передач, использующих мощность силовой установки базовой машины, так и от ее пневмоколес посредством опорно-приводных барабанов. При движении по автомобильным дорогам дополнительные железнодорожные колесные пары поднимаются до положения, при котором в контакте с дорогой находятся только ведущие задние и ведомые передние пневматические колеса.

3 Установка на ведущей оси с пневмоколесами дополнительных металлических ребордчатых колес, посредством которых машина движется по рельсам. Диаметр металлических колес выбирают меньше диаметра пневмоколес, что позволяет машине двигаться по грунту без их демонтажа.

Вместе с тем при движении по рельсам может быть затруднен проезд стрелочных переводов и переездов.

4 Оснащение ведущих пневмоколес металлическими ребордчатыми бандажами. В этом случае используется амортизирующая способность пневмоколес. Однако монтаж бандажей на пневмоколеса требует значительного времени и точности.

5 Изготовление специальных шасси с двумя видами движителей: пневмоколесным и железнодорожным. Они имеют два основных типа конструктивного исполнения: с балансирными тележками железнодорожных колес и с расположением осей движителей под углом 90° .

В первом случае при опускании на рельсы железнодорожных колес балансирных тележек происходит подъем машины до исключения касания пневмоколесами элементов верхнего строения пути. Машина перемещается по рельсам на железнодорожных колесах, которые приводят от гидромоторов или механических передач.

Во втором случае при заезде на рельсы поперек пути пневмоколеса поднимаются, а машина опускается на ребордчатые металлические колеса, которые имеют независимый привод. Установка машины на путь занимает небольшое время, однако компоновка машины требует, чтобы база пневмоколес была близка к ширине рельсовой колеи.

Наибольшее распространение в отечественной и зарубежной практике получили машины, комбинированный ход которых выполнен по второму варианту. В частности, описанную выше конструкцию имеют транспортное средство на комбинированном ходу на базе шасси МАЗ-630308 (рисунок 1.21) и машина комбинированная железнодорожная МКЖ-416 на базе шасси Ш-406 «Беларус» (рисунок 1.22), разработанные на кафедре «Детали машин, путевые и строительные машины» Белорусского государственного университета транспорта по заказу Департамента транспортных войск Министерства обороны Республики Беларусь в рамках программы Союзного государства «Создание единой системы технического прикрытия железных дорог региона».

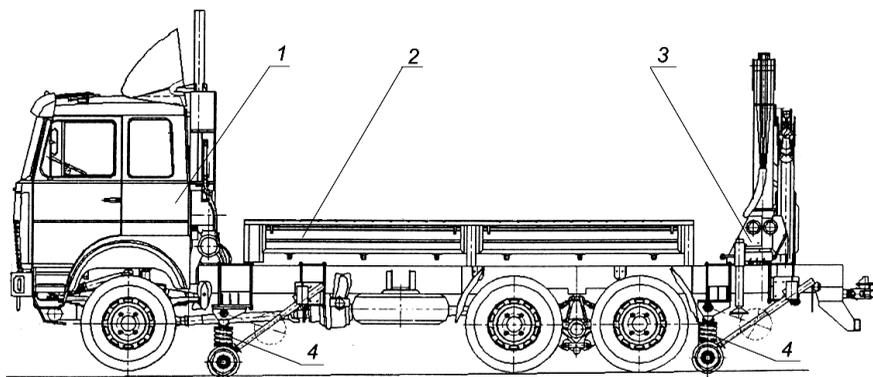


Рисунок 1.21 – Машина на комбинированном ходу на базе шасси МАЗ-630308:

1 – шасси МАЗ-630308; 2 – грузовая платформа; 3 – гидроманипулятор;

4 – комбинированный ход

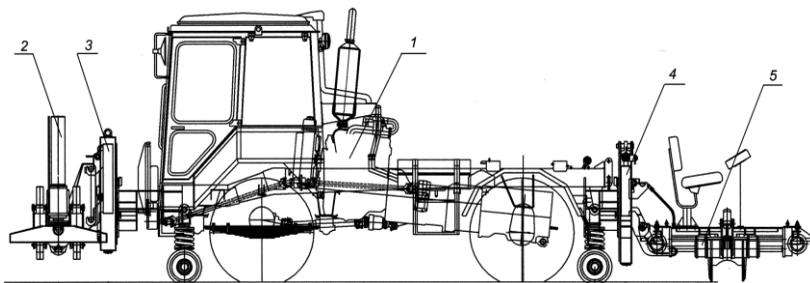


Рисунок 1.22 – Машина комбинированная железнодорожная МКЖ-416 на базе шасси Ш-406 «Беларус»:

1 – шасси «Беларус» Ш-406; 2 – подъемно-рихтовочный блок; 3 – передняя навеска; 4 – задняя навеска; 5 – блок для установки шпал по меткам и разгонки стыковых зазоров

Самую многочисленную группу машин на комбинированном ходу представляют гидравлические одноковшовые экскаваторы с пневмоколесным ходовым устройством, которые помимо обычных ковшей для выемки грунта можно оснащать таким сменным оборудованием, как траверсы для подъема и перемещения рельсов, захваты для укладки рельсов, струги и щетки для перемещения балластного материала и формирования балластной призмы, поворотные устройства для удаления растительности с пути, приспособления для замены шпал, а также подъемные площадки для доставки персонала непосредственно к конкретному объекту обслуживания или ремонта (рисунок 1.23).



Рисунок 1.23 – Гидравлический одноковшовый экскаватор на комбинированном ходу

Для передвижения машины с гусеничным ходовым оборудованием по рельсовой колее применяют следующие конструктивные варианты:

1 Оснащение машины гусеницами со специальным профилем башмаков, имеющих реборду и площадку для опирания на головку рельса. Такая конструкция обеспечивает удержание машины на рельсовой колее и сохранение проходимости при движении по различным дорожным покрытиям (рисунок 1.24).

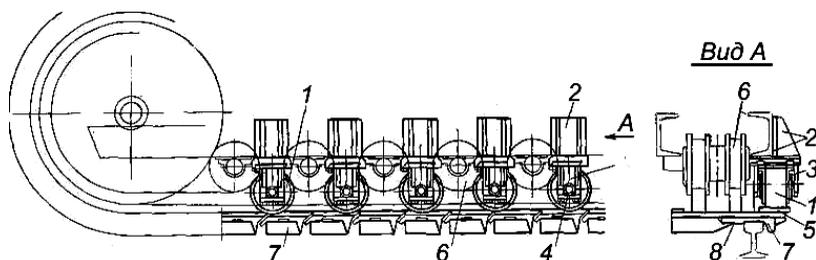


Рисунок 1.24 – Ходовая часть гусеничной машины на комбинированном ходу:
 1 – дополнительные опорные катки; 2 – опорные площадки кронштейнов дополнительных катков; 3 – кронштейны дополнительных катков; 4 – оси; 5 – пластины на башмаках для перекатывания дополнительных катков; 6 – основные опорные катки; 7 – направляющие гребни (реборды) башмаков; 8 – опорные площадки

2 Установка дополнительных подъемных катков, которые могут быть неприводными, служащими только для направления движения, и приводными от гидромоторов или механических передач.

3 Установка машины на специальную низкорамную платформу (трейлер) с приводом железнодорожных колес от гусениц или от трансмиссии машины.

1.4 Физическое моделирование рабочих процессов

В полном жизненном цикле любой машины стадия научно-исследовательской работы играет важную роль, во многом определяя объем проектно-конструкторских работ, а также эксплуатационные, конструкционные, технико-экономические и другие характеристики машины.

Эффективность разработки проектно-конструкторской документации значительно повышается, если на стадии исследований используют методы физического моделирования. Это позволяет значительно снизить финансовые и материальные расходы на этапе проектирования и конструирования машин для земляных работ, в том числе землеройно-транспортных.

1.4.1 Оборудование для моделирования процессов резания и копания грунта

Для экспериментальных исследований процессов копания грунта на физических моделях землеройно-транспортных машин стендовое оборудование должно обеспечивать максимальное приближение рабочего процесса модели к условиям работы натурной машины, а также точное измерение силовых и других параметров. В Белорусско-Российском университете для моделирования процессов резания и копания грунта разработан и

используется оригинальный стенд (по а. с. СССР № 775647), который соответствует упомянутым требованиям.

Стенд (рисунок 1.25) состоит из тяговой станции, грунтового канала, тележки с автоматической следящей системой и тензоизмерительной аппаратуры. Основным элементом стенда – тележка, состоящая из ходовой рамы 1 и тензометрической 12, на которой закреплен исследуемый рабочий орган 2 землеройно-транспортной машины.

Ходовая рама установлена в направляющих 11 грунтового канала, по которым она перемещается на колесах 6 при помощи канатов, приводимых в движение тяговой станцией, состоящей из электродвигателя, коробки перемены передач и лебедки.

Для измерения горизонтальных и вертикальных усилий, действующих на рабочий орган, используется тензометрическая рама, которая опирается на тензобалки 8 и 10, воспринимающие вертикальные усилия. Они расположены по длине тензометрической рамы таким образом, что позволяют измерять нормальные реакции на оси колесной машины. Положение по высоте тензобалки 9, воспринимающей горизонтальные усилия и перемещающей тензометрическую раму, определяется местом приложения тягового усилия на исследуемой машине. Для уменьшения сил трения все модели рабочего органа опираются на тензобалки через подшипники 7.

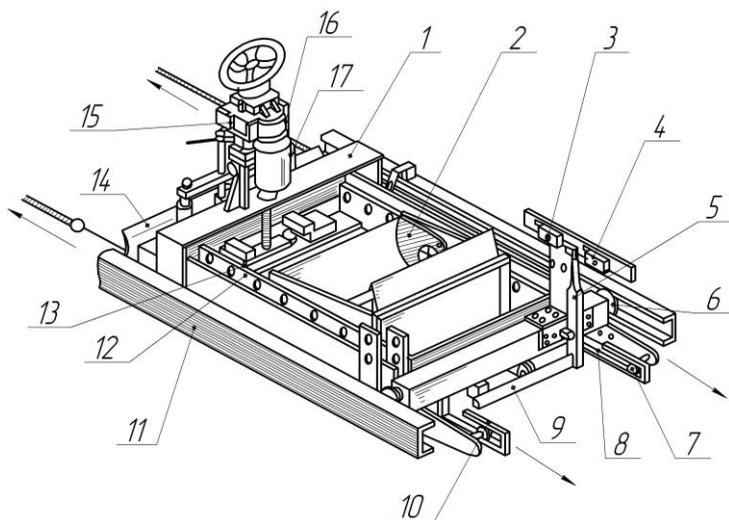


Рисунок 1.25 – Тензометрическая тележка:

1 – ходовая рама; 2 – рабочий орган; 3, 4 – концевые выключатели; 5 – рычаг выключателей; 6 – колесо; 7 – подшипник; 8, 9, 10, 13 – тензобалки; 11 – направляющие; 12 – рама тензометрическая; 14 – отвал; 15 – потенциометр; 16 – редуктор; 17 – электродвигатель

Такая конструкция рамы 12 позволяет, с одной стороны, исключить взаимонагружение тензобалок во время работы стенда, поскольку при деформации какой-либо из них, под воздействием приложенной к ней нагрузки, отсутствуют деформации других тензобалок, а с другой – снизить требования к точности и соосности их установки. Тензобалка 13 может поворачиваться в вертикальной плоскости, поскольку шарнирно крепится к винту редуктора 16. Этим обеспечивается установка тензометрической рамы на три точки и исключается влияние погрешностей изготовления и монтажа тензобалок на их деформацию, что повышает точность измерений.

Автоматическая следящая система стенда позволяет максимально приблизить процесс копания моделью рабочего органа к условиям работы натурной машины, так как моделируются два параметра: максимальная сила тяги и наибольшая толщина стружки.

Чувствительным элементом системы при моделировании горизонтального усилия служит тензобалка 9, на свободном конце которой находится рычаг 5, контактирующий с концевыми выключателями 3 и 4. Настройку системы на заданное усилие осуществляют винтами рычага. В корпусе редуктора 16 установлен концевой выключатель, который позволяет моделировать второй параметр – максимальную толщину стружки. Эти концевые выключатели через пусковые реле управляют электродвигателем 17.

Работа следящей системы осуществляется следующим образом. При копании грунта тензобалка 9 перемещает тензометрическую раму с моделью рабочего органа и одновременно регистрирует горизонтальное усилие. Она деформируется пропорционально действующему усилию, в результате чего свободный конец тензобалки перемещается на определенный угол, изменяя положение рычага 5, контактирующего с концевыми выключателями 3 и 4. В зависимости от срабатывания нормально замкнутого 4 или нормально разомкнутого 3 контакта, электродвигатель через редуктор и тензобалку 13 перемещает переднюю часть тензометрической рамы вместе с моделью соответственно вниз или вверх. Вследствие этого изменяется толщина срезаемой стружки и горизонтальное усилие, равное силе тяги модели машины.

Для планировки грунта используют отвал 14, установленный на ходовой раме. Усилие, действующее на этот отвал, воспринимается ходовой рамой и не передается на тензометрическую раму. Рабочий орган и отвал, помещенные на одной тележке, обеспечивают заданную толщину стружки при работе без следящей системы и повышают точность измерения стружки переменной толщины. Ее измеряют потенциометром 15, встроенным в редуктор 16.

В зависимости от настройки стенда можно осуществлять копание при постоянной толщине стружки без следящей системы (рисунок 1.26, кривая 1) и при заданной силе тяги машины

(рисунок 1.26, кривые 2, 3).

При копании при заданной силе тяги машины стенд обеспечивает моделирование рабочего процесса землеройной машины в двух вариантах. Во-первых, если замыкаются контакты 3 и 4 (см. рисунок 1.25), то моделируется параметр «максимальная сила тяги». При копании грунта происходит заглубление рабочего органа до тех пор, пока горизонтальное усилие не достигнет определенного значения. В этом случае размыкается нормально замкнутый контакт 4. При дальнейшем копании срабатывает нормально разомкнутый контакт 3 и происходит копание с постоянной силой тяги в результате выглубления рабочего органа.

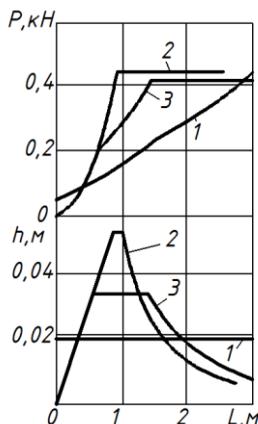


Рисунок 1.26 – Зависимости горизонтального усилия P и толщины h срезаемой стружки от пути копания L

Во-вторых, если действует контакт 3 и контакт, установленный в корпусе редуктора, то обеспечивается моделирование параметров «максимальная сила тяги» и «максимальная толщина стружки». Рабочий процесс состоит из заглубления ковша на величину, определяемую настройкой, копания при постоянной толщине стружки и последующего выглубления ковша при постоянной силе тяги, определяемой настройкой.

Таким образом, конструкция стенда позволяет исследовать рабочее оборудование на всех режимах, включая процессы заглубления и выглубления рабочего органа как с помощью следящей системы, так и без нее, путем замыкания вручную необходимых контактов конечных выключателей. При этом обеспечивается точное измерение усилий, действующих на рабочий орган. Исследования процессов копания грунта с помощью данного стенда позволяют более обоснованно подходить к оценке новых конструктивных решений, а также к выбору рациональных параметров рабочего оборудования землеройно-транспортных машин.

1.4.2 Определение усилий, возникающих при копании грунта

Упомянутый стенд был использован для экспериментального определения вертикальных усилий в ковше скрепера при наборе грунта.

При выполнении рабочего процесса скрепером кроме горизонтальной (касательной составляющей) силы сопротивления грунта резанию, действующей на рабочий орган, возникает вертикальная (нормальная составляющая) сила, которая состоит из силы трения грунта по вертикальным по-

верхностям при наполнении ковша скрепера, и силы тяжести грунта, находящегося в ковше. Эти силы изменяют нагрузку на переднюю и заднюю оси скрепера. В частности, развесовка по осям составляет:

- для порожнего скрепера: на переднюю ось – 60 %, на заднюю – 40 %;
- для загруженного: на переднюю и заднюю оси – по 50 % силы тяжести машины.

Поскольку двигатель скрепера подбирают для порожнего скрепера в транспортном режиме, при загрузке ковша грунтом нагрузка на ведущую переднюю ось скрепера снижается и в результате происходит интенсивное буксование тягача скрепера, которое сопровождается значительным износом шин скрепера и увеличением расхода топлива. Поэтому важной задачей является оценка влияния набора грунта на вертикальные усилия, действующие на переднюю и заднюю оси.

Для определения вертикальных усилий в ковше скрепера следует:

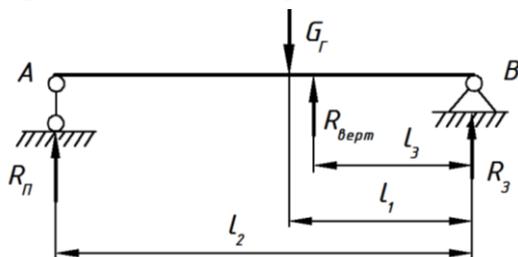
1) подготовить тензометрическую тележку (см. рисунок 1.25) с ковшом к работе;

2) для оценки вертикальных усилий использовать силовую схему нагружения осей скрепера, представленную на рисунке 1.27;

3) произвести тарировку датчиков вертикальных усилий, разместив грузы заданной силы тяжести (с учетом возможных нагрузок на переднюю R_n и заднюю R_3 оси) в заданных точках ковша скрепера, а также оттарировать датчик горизонтальных усилий при помощи динамометра;

Рисунок 1.27 – Схема нагружения:

- l_1 – расстояние от задней оси до центра тяжести грунта в ковше;
- l_2 – расстояние между двумя опорами (передним и задним датчиками тензометрической тележки);
- l_3 – расстояние от задней опоры до точки приложения вертикальной нагрузки на ковш скрепера



4) провести испытания при постоянной или переменной толщине стружки (по указанию преподавателя) с замером следующих параметров:

а) нагрузки на переднюю R_n и заднюю R_3 оси скрепера, а также горизонтального усилия P_r ;

б) объема грунта в ковше путем периодических остановок тензометрической тележки;

в) толщины стружки, объема грунта в призме волочения и плотности грунта в ковше;

5) рассчитать распределение нагрузок по осям скрепера из уравнения моментов относительно неподвижных опор A и B .

Из уравнения моментов относительно точки B следует

$$\Sigma M_B = 0, \quad (1.74)$$

отсюда

$$R_{\Pi} l_2 - G_{\Gamma} l_1 = 0$$

и

$$R_{\Pi} = \frac{G_{\Gamma} l_1}{l_2}, \quad (1.75)$$

где G_{Γ} – сила тяжести грунта в ковше, Н,

$$G_{\Gamma} = \rho g V_{\Gamma},$$

ρ – плотность грунта, определяемая экспериментально, кг/м^3 ;

V_{Γ} – объем грунта в ковше, м^3 ,

$$V_{\Gamma} = l_{\kappa} F_{\text{б.с.}},$$

l_{κ} – ширина ковша, м;

$F_{\text{б.с.}}$ – площадь боковой стенки ковша, заполненного грунтом, м^2 .

Из уравнения моментов относительно точки A следует

$$\Sigma M_A = 0, \quad (1.76)$$

отсюда

$$R_3 l_2 - G_{\Gamma} (l_2 - l_1) = 0$$

и

$$R_3 = \frac{G_{\Gamma} (l_2 - l_1)}{l_2}; \quad (1.77)$$

6) сравнить показатели датчиков по нагрузкам на оси R_A и R_B с данными, полученными из расчетов (п. 5);

7) определить силу трения $R_{\text{верт}}$, возникающую при наполнении ковша скрепера грунтом из уравнения

$$(R_{\Pi}^3 + R_3^3) - (R_{\Pi}^T + R_3^T) = R_{\text{верт}}, \quad (1.78)$$

где R_{Π}^3 и R_3^3 – нагрузки на переднюю и заднюю оси скрепера, полученные экспериментально, Н;

R_{Π}^T и R_3^T – нагрузки на оси скрепера, полученные расчетным путем, Н;

8) определить точку приложения силы $R_{\text{верт}}$ из уравнения моментов

$$\Sigma M_B = 0, \quad (1.79)$$

отсюда

$$R_{\Pi}^3 l_2 - G_{\Gamma} l_1 + R_{\text{верт}} l_{\text{в}} = 0$$

и

$$l_{\text{в}} = \frac{G_{\Gamma} l_1 - R_{\Pi}^3 l_2}{R_{\text{верт}}}; \quad (1.80)$$

9) сравнить результаты по определению сил трения грунта внутри ковша с расчетными, полученными при выполнении тягового расчета скрепера.

Контрольные вопросы и задания к разделу 1

- 1 Основные физико-механические свойства грунта.
- 2 Какие размеры имеют твердые частицы грунта и как это влияет на их свойства?
- 3 Как определить плотность грунта?
- 4 Влажность грунта и ее влияние на сопротивление грунта резанию.
- 5 Что такое угол внутреннего трения грунта, его физический смысл?
- 6 Как определить угол внешнего трения грунта по металлу?
- 7 Как оценить сопротивление грунта сдвигу?
- 8 Обосновать применение динамического плотномера (ударника ДорНИИ) для оценки трудности разработки грунтов.
- 9 Устройство динамического плотномера и методика определения категории трудности разработки грунтов.
- 10 Что такое резание и копание?
- 11 Привести формулы для определения сил сопротивления грунта резанию и копанию.
- 12 Как связаны между собой горизонтальная и нормальная составляющие силы сопротивления грунта резанию?
- 13 Влияние физико-механических свойств грунтов на сопротивление грунтов резанию.
- 14 От каких факторов зависит величина силы сопротивления грунтов резанию и амплитуда ее колебаний?
- 15 Как снизить динамику сил сопротивления грунта резанию?
- 16 Показатели (коэффициенты), количественно характеризующие сопротивление качению, скольжению и сцепление.
- 17 Силы, обеспечивающие движение машины по опорной поверхности.
- 18 Как определить силу сопротивления передвижению машины с учетом уклона местности?
- 19 Как определить сопротивление движению машины от сил инерции?
- 20 Общая сила сопротивления перемещению машины по опорной поверхности.
- 21 Какие факторы влияют на сопротивление передвижению колесного и гусеничного движителей?
- 22 Как влияют физико-механические свойства грунта на сопротивление передвижению машины?
- 23 Как влияет тип движителя на коэффициенты сопротивления передвижению и

сцепления?

24 Методы экспериментальной оценки коэффициента сцепления.

25 Методы экспериментальной оценки коэффициента сопротивления передвижению машины.

26 Определить нагрузку на оси самоходного скрепера при порожнем или груженом ковшах.

27 Почему тягач скрепера буксует во время набора грунта? Определить и сравнить силы тяги скрепера по двигателю и по сцеплению.

28 Как повысить силу тяги по сцеплению самоходного скрепера?

2 ИЗУЧЕНИЕ ПРИВОДНЫХ СИСТЕМ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

Цель раздела – изучение принципа работы и устройства приводов машин для земляных работ, а также получение общих представлений об основных типах силовых установок и трансмиссий.

2.1 Основные виды силовых установок

Приводом называют совокупность устройств для сообщения движения и усилий исполнительным механизмам машины. Привод включает *силовое оборудование* (установку, двигатель), *передачи* (трансмиссии) и *систему управления*. Все это предназначено для приведения в действие рабочих органов и механизмов машины.

К приводам машин для земляных работ предъявляют следующие общие требования:

- 1) автономность силового оборудования от внешних источников энергии;
- 2) обеспечение минимальных габаритов и массы;
- 3) высокий КПД;
- 4) высокая надежность;
- 5) простота реверсирования механизмов и регулирования скоростей и усилий;
- 6) независимость рабочих движений при возможности их совмещения;
- 7) простота автоматизации системы управления;
- 8) реализация блочных и агрегатных конструкций элементов привода.

Современные машины – это, как правило, многофункциональные машинные агрегаты, которые могут иметь несколько приводов одного или разных типов. Их классифицируют по типу силового оборудования, значимости привода, числу двигателей, типам трансмиссии и системы управления, а также по другим признакам.

По типу силового оборудования различают приводы:

- с первичным двигателем (двигателем внутреннего сгорания (ДВС) или электродвигателем);
- с комбинированной силовой установкой, включающей первичный и вторичный двигатели:
 - ДВС – гидронасос;
 - ДВС – компрессор;
 - ДВС – электрогенератор.

Вид привода выбирают в зависимости от режимов и условий работы машины. Он должен соответствовать внешним нагрузкам.

Мощность $N_{p.o}$ привода, расходуемая на выполнение рабочих операций, ограничивается максимальной мощностью силовой установки $N_{дв}$ и определяется по формуле

$$N_{p.o} = \eta N_{дв}, \quad (2.1)$$

где η – КПД привода.

Основными параметрами, характеризующими работу привода, являются M , ω или P , v , которые связаны соотношениями,

$$N_{p.o} = M\omega \text{ или } N_{p.o} = P v, \quad (2.2)$$

где M – момент сопротивления, преодолеваемый исполнительным механизмом, Н·м;

ω – угловая скорость этого механизма, с⁻¹;

P – усилие сопротивления, преодолеваемое исполнительным механизмом, Н;

v – линейная скорость этого механизма, м/с.

Машины оснащают ДВС (в основном дизельными) или (значительно реже) электродвигателями с автономным питанием от аккумуляторов или от стационарных электросетей.

Двигатели внутреннего сгорания машин для земляных работ работают в условиях переменных нагрузок по мощности, при большой запыленности воздуха (до 5 г/м³), а также при значительных колебаниях температур (от –30 до +50 °С). Поэтому они должны иметь запас по мощности, оснащаться улучшенными агрегатами воздухоочистки и устройствами предпускового подогрева в условиях эксплуатации при низких температурах.

В машинах для земляных работ наиболее часто применяют четырех- и шестицилиндровые дизельные двигатели мощностью от 60 до 120 кВт и частотой вращения в интервале 1850–2100 мин⁻¹. Их используют в машинах как с непосредственной передачей механической энергии на исполнительные органы, так и с различными преобразователями, которые обеспечивают защиту двигателей и всех конструкций машин от внешних перегрузок.

Мощность и топливная экономичность ДВС зависят от колебаний нагрузки на исполнительные органы машины, которые заметно снижают эти характеристики. В таблице 2.1 показано влияние неравномерности нагрузки на работу двигателей машин для земляных работ и кранов.

Выбор ДВС осуществляют с учетом номинальной мощности $N_{дв}$, частоты вращения коленчатого вала n , массы m и удельного расхода топлива g_c .

Таблица 2.1 – Степень неравномерности нагрузки двигателей машин

Тип машины	Время работы двигателя под нагрузкой, %	В тяжелых условиях, %
Бульдозеры	63–75	37–52
Скреперы	65–75	36–53
Погрузчики	75–77	35–39
Краны	64–66	32–33

Приближенно его основные характеристики можно определить по эмпирическим зависимостям, которые связывают номинальную мощность двигателя без турбонаддува $N_{дв}$ (кВт) и крутящий момент $M_{кр}$ (Н·м) на валу двигателя с рабочим объемом:

$$\begin{aligned} N_{дв} &= 9,33V_{раб} + 17,92, \\ M_{кр} &= 51,07V_{раб} + 39,38, \end{aligned} \quad (2.3)$$

где V_p – рабочий объем двигателя, л.

Кроме того, требуемую мощность двигателя $N_{дв}$ (кВт) можно также подобрать при помощи простого соотношения, учитывающего коэффициент запаса k_3 :

$$N_{дв} = k_3 N_{max}, \quad (2.4)$$

где $k_3 = 1,17 \dots 1,25$ – для дизельных ДВС;

N_{max} – сумма мощностей, вычисленных при максимальных значениях моментов (или усилий) на рабочих органах, кВт.

Если же необходимо дать более точную оценку мощности ДВС колесной машины, его выбирают по балансу мощности:

$$N_{дв} = \frac{1}{\eta_{тр}} (N_{пер} + N_{и} + N_{букс} + N_p) + \sum N_{пр.м}, \quad (2.5)$$

где $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

$N_{пер}$, $N_{и}$, $N_{букс}$, N_p – мощности, затрачиваемые соответственно на перемещение, преодоление инерционных сил, буксования ведущих колес и сопротивления рабочих органов, кВт.

Мощность (кВт), затрачиваемая на перемещение,

$$N_{i_{\delta}} = \frac{(f + i_{\delta})Gv_{\dot{a}}}{1000\eta_{\delta\delta}}, \quad (2.6)$$

где i_y – индекс уклона;

G – сила тяжести машины, Н;

v_d – скорость перемещения машины м/с.

В ряде случаев при перемещении машины по деформируемой поверхности используют формулу, которая учитывает коэффициенты сопротивления перемещению отдельно для передних и задних колес,

$$f = \frac{f_n G_n + f_3 G_3}{G_n + G_3}, \quad (2.7)$$

где f_n и f_3 – коэффициенты сопротивления перемещению соответственно передних и задних колёс;

G_n и G_3 – сила тяжести, приходящаяся соответственно на передние и задние колёса, Н.

Мощность (кВт), затрачиваемая на буксование,

$$N_{\dot{a}\delta\delta\delta} = \frac{P_{\dot{e}}(v_{\delta} - v_{\dot{a}})}{1000} = \frac{P_{\dot{e}}v_{\delta}\delta}{1000}, \quad (2.8)$$

где P_k – окружная сила на ведущих колесах, Н;

v_d – действительная скорость, м/с;

v_r – расчетная (теоретическая) скорость, м/с;

δ – коэффициент буксования,

$$\delta = 1 - \frac{v_d}{v_r}, \quad (2.9)$$

$$\delta = \begin{cases} 0,18 \dots 0,22 & \text{– в тяговом режиме;} \\ 0,03 \dots 0,05 & \text{– в транспортном режиме.} \end{cases}$$

Мощность (кВт) на преодоление сопротивления рабочих органов

$$N_{\delta} = \frac{P_{\delta}v_{\delta}}{1000}, \quad (2.10)$$

где P_p – сила сопротивления на рабочих органах (на режущей кромке ковша скрепера или погрузчика, на ножах отвала бульдозера или автогрейдера, на зубьях рыхлителя), Н;

v_p – скорость движения рабочих органов, м/с.

$\sum N_{пр.м}$ – мощность, отбираемая на привод различных вспомогательных механизмов и рабочих органов машины, кВт.

Выбранный по балансу мощности двигатель внутреннего сгорания проверяют тяговым расчетом:

1) на обеспечение в рабочем режиме максимального тягового усилия на колесах, необходимого для рабочего процесса;

2) на обеспечение в транспортном режиме максимальной скорости движения.

К преимуществам ДВС относятся:

1) автономность;

2) высокая удельная мощность (на единицу массы) в интервале 0,75–1,0 кВт/кг;

3) небольшой удельный расход топлива (0,20–0,25 кг/кВт·ч).

К их недостаткам следует отнести:

1) чувствительность к перегрузкам;

2) относительно невысокий КПД (до 0,35–0,45);

3) затруднения при эксплуатации в условиях низких температур;

4) потребность в муфтах (фрикционных, гидравлических и др.) для передачи движения от двигателя к трансмиссии.

Электродвигатели используют значительно реже, чем ДВС. К их достоинствам относятся постоянная готовность к работе, простота реверсирования, отсутствие ограничений на расстояния, простота соединения источников и потребителей энергии, бесступенчатое регулирование моментов и скоростей, высокий (до 98 %) КПД, надежность эксплуатации при низких температурах.

Основным недостатком электродвигателей (помимо отсутствия автономности) является невысокая удельная мощность (0,03–0,10 кВт/кг).

2.2 Комбинированные силовые установки и трансмиссии

В комбинированных силовых установках механическая энергия ДВС преобразуется в энергию потока жидкости, сжатого воздуха, электрического тока и затем снова в механическую энергию для исполнительных механизмов. Соответственно, эти преобразования снижают КПД при передаче мощности из-за потерь на трение, расширение, нагрев и другие изменения.

Передачу мощности осуществляют при помощи трансмиссий (механических, гидравлических, электрических и комбинированных). Все они, кроме механических, имеют участки, на которых механическая энергия первичной

силовой установки преобразуется в энергию других видов, а затем снова в механическую. В отдельных случаях трансмиссией называют только систему передач от двигателя к ходовому оборудованию. Однако в настоящее время это понятие относят к любой системе передач, связывающей силовую установку с исполнительными механизмами.

Имеется три основных варианта передачи движения при помощи трансмиссий:

- а) на ведущие колеса или звездочки движителя (ходовая трансмиссия);
- б) на валы отбора мощности для привода рабочих органов машины;
- в) на привод насосов в гидросистемах ходового оборудования и навесных рабочих органов.

Первичный двигатель (ДВС) без преобразователей механической энергии в сочетании с механическими передачами и трансмиссиями используют для привода ходовой системы и рабочего оборудования машин для земляных работ.

В *механических трансмиссиях (редукторных и канатно-блочных)* основными элементами являются зубчатые, червячные, цепные, ременные, канатно-блочные (полиспастные) передачи. В состав этих трансмиссий входят также сцепные, соединительные и предохранительные муфты, тормоза, а также различные механические устройства для изменения направления, частоты вращения и крутящего момента.

Наибольшее применение имеют *редукторные трансмиссии*, в состав которых входят редукторы в сочетании с различными передачами (зубчатыми, карданными, цепными, ременными и др.). Они образуют коробки скоростей, раздаточные редукторы, ходоуменьшители, бортовые редукторы, ведущие мосты и др. В основном (за исключением цепных и ременных передач) их используют для передачи движения на короткие расстояния.

Зубчатые передачи ходовых трансмиссий обеспечивают передачу больших мощностей, заданные значения передаточных чисел и достаточную надежность. Как было отмечено, их основным преимуществом является наибольший из всех трансмиссий КПД из-за отсутствия потерь энергии, связанных с ее преобразованием. Напомним КПД основных механических передач:

- зубчатой цилиндрической закрытой – 0,97–0,99;
- зубчатой конической закрытой – 0,95–0,98;
- червячной многозаходной закрытой – 0,87–0,92;
- планетарной закрытой – 0,96–0,99;
- цепной – 0,96–0,98.

В меньшей степени в машинах используют *канатно-блочные (полиспастные) трансмиссии*, которые применяют для привода и установки рабочих органов. Главным достоинством канатно-блочных трансмиссий является низкая материалоемкость, что объясняет их повсеместное использование при относительно больших размерах передач, например, на одноковшовых экскаваторах с

гибкой подвеской рабочих органов. Их составные части – это лебедки и полиспасты (системы подвижных и неподвижных блоков, связанных канатом).

К достоинствам механических трансмиссий можно отнести:

- 1) относительную простоту конструкции и небольшую стоимость;
- 2) довольно высокий КПД (0,80–0,85);
- 3) сравнительно точное соблюдение заданных скоростей и моментов;
- 4) достаточную надежность в работе.

Недостатки:

- 1) ступенчатое изменение скоростей и моментов;
- 2) сложность конструкции и компоновки передачи при широком диапазоне регулирования скоростей и моментов;
- 3) существенное увеличение массы (и стоимости) при увеличении расстояния от двигателя к исполнительным механизмам.

Эффективность работы трансмиссии, ее способность преобразовывать скоростные и силовые показатели двигателя характеризуются несколькими параметрами, которые связывают ее входные и выходные характеристики, в их числе:

1) КПД $\eta_{тр} = N_{вых} / N_{вх}$ ($N_{вых}$ и $N_{вх}$ – мощности на выходном и входном валах);

2) передаточное число $u_{тр} = \omega_{вх} / \omega_{вых} = n_{вх} / n_{вых}$ ($\omega_{вх}$ и $\omega_{вых}$ – угловые скорости, $n_{вх}$ и $n_{вых}$ – частоты вращения входного и выходного валов);

3) коэффициент преобразования момента $k_{пр} = M_{вых} / M_{вх} = \eta_{тр} u_{тр}$ ($M_{вых}$ и $M_{вх}$ – крутящие моменты на валах).

Механические трансмиссии применяют в приводах ходового оборудования средних бульдозеров, автотранспортных средств и базовых тракторов. Особенности типичных ходовых трансмиссий колесного и гусеничного тракторов представлены на рисунке 2.1.

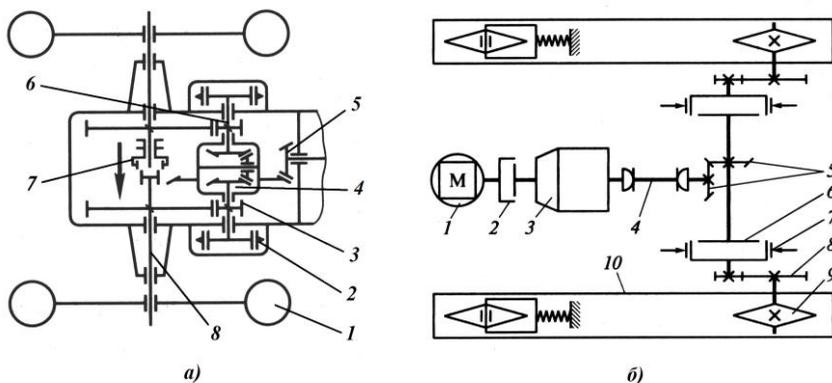


Рисунок 2.1 – Схемы колесного (а) и гусеничного (б) тракторов:

- a* – 1 – колесо; 2 – тормоз; 3 – конечная передача; 4 – дифференциал; 5 – главная передача;
 6, 8 – валы; 7 – блокировка дифференциала;
- б* – 1 – двигатель; 2 – муфта сцепления; 3 – коробка передач; 4 – вал; 5 – главная передача;
 6 – бортовой фрикцион; 7 – тормоз; 8 – бортовой редуктор; 9 – ведущая звездочка;
 10 – гусеница

У колесного трактора (модели МТЗ-80/82) к двигателю присоединены муфта сцепления, коробка передач и задний мост, которые образуют единый корпусный блок. Ведущий задний мост (рисунок 2.1, *a*) состоит из главной передачи 5, дифференциала 4, тормозов 2 и конечных передач 3, которые через валы 8 приводят ведущие колеса 1. Передние колеса могут быть ведомыми (в модификации МТЗ-80) или ведущими (МТЗ-82). В последнем случае для их привода в коробке передач устанавливают раздаточный редуктор, который через карданный вал передает крутящий момент переднему мосту.

На рисунке 2.2 представлена схема устройства ведущего моста с дифференциалом. Дифференциал соединяет полуоси ведущих колес с главной конической передачей, давая возможность каждому колесу вращаться с различной скоростью, что необходимо при повороте машины.

Дифференциал состоит из главного конического колеса 1, жестко соединенного с коробкой 3 и приводимого во вращение от силовой установки через шестерню 2; двух ведомых конических зубчатых колес 6 и 9, жестко посаженных на ведущие полуоси 4 и 10 ходовых колес 5 и 11; а также двух сателлитов 7, свободно посаженных на ось 8 и находящихся в постоянном зацеплении с колесами 6 и 9. Крутящий момент от зубчатого колеса 1 передается на коробку 3, вместе с которой вращается ось 8 и сателлиты 7, передающие вращение зубчатому колесу 6 с полуосью 4 и колесу 9 с полуосью 10. При движении по прямой ровной дороге все составные части дифференциала, а вместе с ними и полуоси с ходовыми колесами вращаются как одно целое. При повороте вправо вправо ходовые колеса, их полуоси и зубчатые колеса 6 и 9 вращаются с разными скоростями, а сателлиты 7 обкатываются относительно зубчатого колеса 6, одновременно вращаясь относительно оси 8, и, вследствие зацепления с колесом 9, увеличивают его скорость. При повороте влево сателлиты обкатываются относительно зубчатого колеса 9, увеличивая скорость колеса 6. Этот дифференциал распределяет крутящий момент между приводимыми

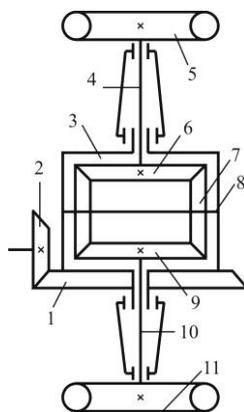


Рисунок 2.2 – Схема устройства ведущего моста с дифференциалом:
 1 – главное коническое колесо; 2 – коническая шестерня; 3 – коробка; 4, 10 – ведущие полуоси; 5, 11 – ходовые колеса; 6, 9 – ведомые конические колеса; 7 – сателлит; 8 – ось

им полуосями поровну, а сумма скоростей двух полуосей всегда пропорциональна скорости ведущего вала. Это означает, что с уменьшением скорости вращения одной полуоси на столько же увеличивается скорость второй полуоси. В частности, при полной остановке одной полуоси, например, при буксовании, когда одно ходовое колесо находится на сухой, а второе – на увлажненной поверхности, скорость второй полуоси удвоится.

У гусеничного трактора трансмиссия несколько проще (см. рисунок 2.1, б). От двигателя 1 через фрикционную дисковую муфту сцепления 2, коробку передач 3 и карданный вал 4 движение передается на главную передачу 5, бортовые фрикционы 6 и через бортовые редукторы 8 приводятся ведущие звездочки 9 гусениц 10. Главная передача 5 обеспечивает бортовой поворот трактора, поэтому в схеме отсутствуют дифференциал и полуоси, которые имеются в колесных тракторах. Вместо них используют один вал с ведомым колесом главной передачи 5, на концах вала установлены бортовые фрикционы 6, от которых крутящий передается на ведущие звездочки гусеничной системы. Поворот трактора происходит при включении одного из фрикционов (многодисковой фрикционной муфты). При этом уменьшается скорость движения соответствующей гусеницы и трактор поворачивается в сторону отстающей гусеницы.

На базовых тракторах мощностью до 120 кВт чаще всего применяют *ступенчатые зубчатые трансмиссии*. Их конструкция наиболее отработана, они относительно просты и удобны в эксплуатации. Вместе с тем ступенчатое регулирование крутящих моментов приводит к малоэффективному использованию мощности двигателя.

Все большее распространение имеют *многопоточные планетарные передачи*, которые обеспечивают меньшие размеры и массу, а также больший КПД по сравнению с обычными зубчатыми передачами (с неподвижными осями колес). Их используют в передачах колесных и гусеничных погрузчиков, скреперов и бульдозеров, одноковшовых и траншейных экскаваторов, катков. Их применение позволяет устранить разрыв потока мощности, который происходит в традиционных валовых коробках передач при их переключении (на малых скоростях при больших тяговых усилиях) и приводит к остановке машины. В планетарных коробках переключение занимает очень короткий промежуток времени, поэтому машина не успевает остановиться.

На рисунке 2.3 приведена кинематическая схема шестиступенчатой (4+2) планетарной передачи.

В этой трансмиссии каждый планетарный ряд снабжен фрикционом. Так, первая передача включается при срабатывании тормозов 2 и 7, вторая – при замыкании фрикциона 16 и тормоза 7, третья – при включении тормоза 2 и фрикциона 9, четвертая – при замыкании фрикционов 16 и 9. И, наконец,

первая передача заднего хода включается при срабатывании тормозов 3 и 7, вторая – при срабатывании тормоза 3 и фрикциона 9.

Механический привод используют также для передачи вращения рабочим органам цепных и роторных траншеекопателей. Например, цепные траншеекопатели на базе колесных тракторов имеют привод цепного рабочего органа (и отвальных шнеков) от вала отбора мощности трактора через трехступенчатый цилиндрический редуктор.

В ряде машин для устройства дорожных покрытий (в грунтосмесителях, щебнераспределителях, автобетон-смесителях и др.) используют механический привод рабочего оборудования на основе цепной передачи. В дорожных фрезах применяют ременные передачи, поскольку приводной ремень нивелирует пиковые нагрузки, исключает повреждения элементов привода и повышает его надежность. Кроме того, имеются сведения, что потери мощности такого привода на 40 % меньше, чем гидростатического.

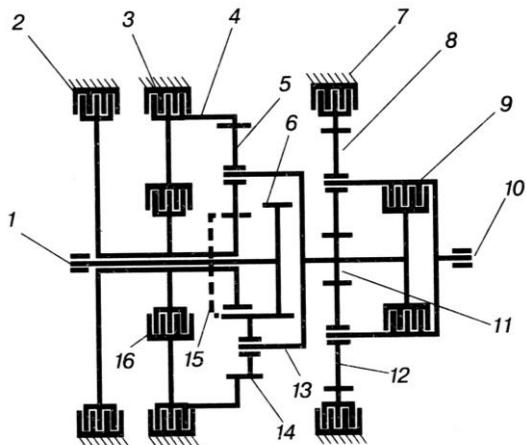


Рисунок 2.3 – Кинематическая схема планетарной шестиступенчатой коробки передач:
 1 – приводной вал; 2, 3, 7 – тормоза; 4, 8 – эпициклические шестерни; 5, 12, 14 – сателлиты; 6, 11, 15 – солнечные шестерни 2, 3 и 1-го рядов; 9, 16 – фрикционы;
 10 – выходной вал; 13 – водило

На рисунке 2.4 представлена кинематическая схема механического привода барабана фрезы с передачей крутящего момента от дизельного двигателя 1 через муфту сцепления 2, конический 3 и цилиндрический 5 редукторы, клиноременную передачу 4 и планетарный редуктор 6.

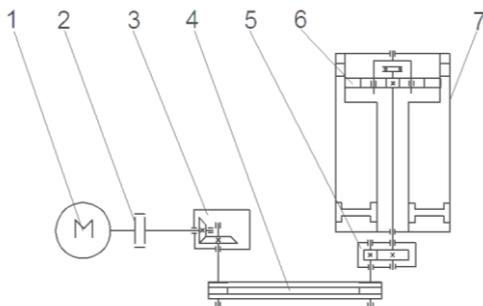


Рисунок 2.4 – Кинематическая схема привода барабана фрезы:

- 1 – двигатель; 2 – муфта; 3 – конический редуктор; 4 – ременная передача; 5 – цилиндрический редуктор; 6 – планетарный редуктор; 7 – фрезерный барабан

Силовые установки ДВС–гидронасос получили наибольшее распространение. В объемном гидроприводе механическая энергия, вырабатываемая первичным двигателем, в начале преобразуется в энергию потока рабочей жидкости, а затем вновь в механическую.

Рабочая жидкость служит не только для передачи энергии, но и для смазывания и охлаждения деталей гидроаппаратуры. В гидроприводах машин для земляных работ, которые эксплуатируются в широком интервале температур при давлениях до 32 МПа и разрежении во всасывающей камере насоса до 0,03 МПа, используют рабочие жидкости минерального происхождения на нефтяной основе с кинематической вязкостью (при температуре 50 °С) $\nu_{50} = 10 \dots 80$ сСт ($\text{мм}^2/\text{с}$).

В машинах для земляных работ объемный гидропривод используют для решения следующих задач:

во-первых, для передачи движения рабочим органам и управления их положением;

во-вторых, для передачи движения ходовой системе машины.

Гидропривод включает гидрообъемное силовое оборудование (гидронасосы, гидродвигатели, силовые гидроцилиндры), а также гидроаппаратуру (распределители, предохранительные клапаны, регуляторы потока и др.), гидролинии (трубопроводы, рукава высокого давления, коллекторы, соединительная арматура) и устройства для кондиционирования рабочей жидкости (фильтры, теплообменники, баки).

Преимущества гидропривода:

- 1) небольшие масса и габариты;
- 2) бесступенчатое регулирование скорости;
- 3) возможность получения больших (1000 и более) передаточных чисел;
- 4) преобразование вращательного движения в поступательное и обратно;

5) малая инерция (из-за малых масс и габаритов) обеспечивает включение машины и регулирование рабочих движений за доли секунды, что повышает производительность машины в целом.

Но эти достоинства влекут за собой и недостатки. К ним относятся:

1) относительно высокая стоимость (качественный металл, высокая точность при изготовлении, сборке и т. д.) и сложность эксплуатации;

2) необходимость специальных жидкостей для различных климатических условий;

3) снижение КПД при использовании длинных трубопроводов (из-за потерь на трение);

4) высокие динамические нагрузки из-за быстродействия (время срабатывания 0,03–0,12 с).

Применение объемных гидropередач позволяет производить бесступенчатое регулирование скоростей исполнительных механизмов, а также обеспечить их надежную защиту от перегрузок.

Объемный гидropривод выполняют в двух вариантах:

– для передачи движения двум и более гидродвигателям при *однопоточной* насосной установке;

– для передачи движения гидродвигателям при *многопоточной* насосной системе (каждый насос питает один или группу гидродвигателей).

Как было отмечено, основным недостаток объемного гидropривода – это сложность эксплуатации и относительно малая долговечность: из-за быстрого ($\tau = 0,03 \dots 0,12$ с) нарастания давления жидкости в рабочих органах возникают большие динамические нагрузки в элементах конструкции. Для его устранения используют, например, гидроцилиндры с гидравлическим демпфированием конечного положения; удароликвидирующие клапаны в гидросистеме и другие меры.

Гидropривод включает силовую установку (ДВС или электродвигатель), механическую или другую передачу, гидropередачу, систему управления и вспомогательные устройства. Механическую передачу применяют в двух случаях:

– для преобразования частоты вращения вала первичного двигателя в требуемую частоту вращения насоса (первого звена гидropередачи);

– для преобразования параметров движения после гидродвигателя (последнего звена гидropередачи).

Если же номинальные частоты вращения насоса и первичного двигателя совпадают, то необходимость в механической передаче отпадает.

В гидropриводах машин для земляных работ чаще применяют шестеренчатые (шестеренные) и аксиально-поршневые насосы и гидромоторы, реже – радиально-поршневые и лопастные (пластинчатые). Для всех этих роторных

гидромашин одним из основных свойств является их *принципиальная обратимость*, т. е. способность работать и насоса, и мотора.

На рисунке 2.5 представлена принципиальная схема шестеренчатого насоса внешнего зацепления. Он состоит из корпуса 3 и двух одинаковых эвольвентных шестерен 1 и 2. Ведущая шестерня 1 закреплена на ведущем валу на шпонке, а ведомая 2 получает от нее вращение. Всасывающая гидролиния подведена к шестерням со стороны выхода зубьев из зацепления, а напорная – со стороны входа в зацепление. При вращении шестерен жидкость из зоны всасывания А в напорную зону Б переносится в полостях, образованных впадинами зубьев и стенкой корпуса. Головки зубьев, входя в зацепление, выдавливают жидкость из впадин между зубьями, создавая давление в напорной гидролинии привода. Шестеренчатые насосы имеют постоянную подачу и работают в диапазоне частот вращения от 500 до 2500 мин⁻¹. Максимальная мощность достигает 50 кВт при КПД 0,65–0,85.

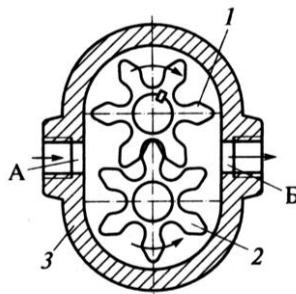


Рисунок 2.5 – Схема шестеренчатого насоса:
А – полость всасывания;
Б – полость напорная;
1, 2 – шестерни; 3 – корпус

В приводах рабочих органов применяют *шестеренчатые* насосы с внешним зацеплением. Их преимущества – простота конструкции и малая стоимость изготовления. Их используют в тех передачах, где величина КПД не имеет существенного значения. Для приводов рабочих органов выпускают серии насосов, рассчитанных на давления до 25 МПа. Шестеренчатые двигатели используют также в нерегулируемых быстроходных передачах, не требующих большого пускового момента.

В аксиально-поршневом насосе (рисунок 2.6) вместе с валом 1 вращается блок цилиндров 4, который расположен под углом α к оси вала. При работе насоса поршни 3 при помощи шатунов 2 поочередно выдвигаются из цилиндров или вдвигаются в них. Соответственно, при выдвигении поршня из цилиндра рабочая жидкость засасывается из гидробака, а при втягивании – нагнетается в напорную магистраль. Угол наклона α качающегося блока

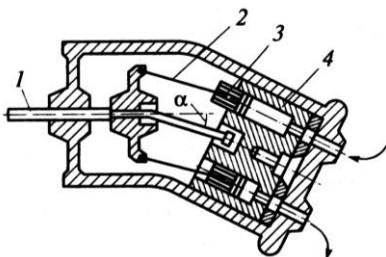


Рисунок 2.6 – Схема аксиально-поршневого насоса:

1 – вал; 2 – шатун; 3 – поршень;
4 – блок цилиндров

определяет ход поршней и подачу насоса. Эти насосы имеют постоянную подачу при постоянном угле наклона, т. е. являются нерегулируемыми, и переменную подачу при изменяющемся угле наклона, т. е. являются регулируемыми. Аксиально-поршневые насосы работают в диапазоне частот вращения от 1000 до 3000 мин⁻¹. Давление составляет 40–50 МПа, а КПД достигает 0,85–0,95.

Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы компактны, имеют большой КПД и сравнительно малую инерционность и удельную мощность до 12 кВт/кг. Недостатки – необходимость тонкой фильтрации рабочей жидкости, сложность изготовления и небольшая долговечность деталей насоса. Их применяют в главных и вспомогательных приводах одноковшовых и многоковшовых экскаваторов, скреперах и бульдозерах, автогрейдерах и других машинах для земляных работ.

Радиально-поршневой насос (рисунок 2.7) состоит из статора 4 и ротора 1, который установлен в статоре с эксцентриситетом e . Ротор снабжен цилиндрическими отверстиями, в которых поршни 2 совершают возвратно-поступательное движение, а также распределителем жидкости 3 с напорным А и всасывающим Б отверстиями. За один оборот ротора каждый поршень совершает два хода: первый (всасывающий) – от центра всасывания через отверстие Б распределителя, второй (напорный) – при вращении ротора к центру нагнетания через отверстие А. Количество поршней влияет на качество работы насоса: чем больше поршней, тем меньше пульсаций потока жидкости. Радиально-поршневые насосы развивают давление до 25 МПа при частоте вращения ротора от 1500 до 6000 мин⁻¹.

Радиально-поршневые гидромашины используют для передачи больших крутящих моментов при невысокой частоте вращения вала, поэтому в объемном гидроприводе машин радиально-поршневые моторы устанавливают непосредственно на ведущих колесах. Ограниченное использование таких гидромоторов объясняется их малой универсальностью и высокой стоимостью.

На рисунке 2.8 приведена принципиальная схема лопастного насоса, который состоит из корпуса (статора) 3, в котором с осевым эксцентриситетом e установлен ротор 1, в пазах которого размещены пластины 2. При вращении ротора пластины одновременно совершают возвратно-поступательное движение в пазах под действием центробежных сил. Рабочими камерами являются объемы, ограниченные соседними пластинами и поверхностями ротора и корпуса. При вращении ротора жидкость поступает в зону всасывания из гидробака через окно А, расположенное в боковой стенке насоса. Она заполняет объем между пластинами в зоне всасывания и затем при вращении ротора за счет уменьшения объема между пластинами и корпусом под напором вытесняется через окно Б в напорную линию. Лопастные насосы развивают давление до 16–25 МПа при КПД 0,80–0,85. Частоты их вращения находятся в диапазоне 1000–1500 мин⁻¹.

Несмотря на компактность и простоту в производстве, их практически не применяют в приводах машин для земляных работ из-за ограниченных эксплуатационных характеристик.

Объемные гидropередачи являются основой гидропривода. В объемной гидropередаче должны быть две основные гидравлические машины, соединенные между собой трубопроводами: объемный гидронасос, преобразующий поток механической энергии (крутящий момент) в поступательный силовой поток гидравлической энергии, и гидромотор, преобразующий гидравлический поток в механический крутящий момент.

По типу передачи жидкости от насоса к мотору объемные гидropередачи бывают открытые и закрытые (без доступа воздуха к жидкости). В открытых гидropередачах жидкость из бака подается насосом к исполнительному механизму (гидроцилиндру) и, совершив работу, возвращается в бак.

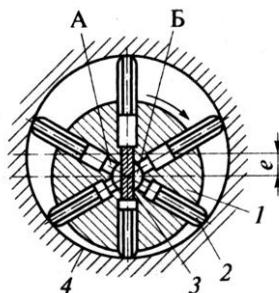


Рисунок 2.7 – Схема радиально-поршневого насоса:

А – напорное отверстие; Б – всасывающее отверстие;
1 – ротор; 2 – поршень; 3 – распределитель жидкости; 4 – статор

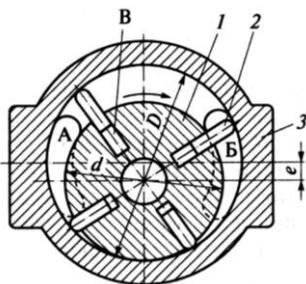


Рисунок 2.8 – Схема лопастного насоса:

А – окно в зоне всасывания; Б – окно в зоне нагнетания; В – полость;
1 – ротор, 2 – пластина;
3 – корпус (статор)

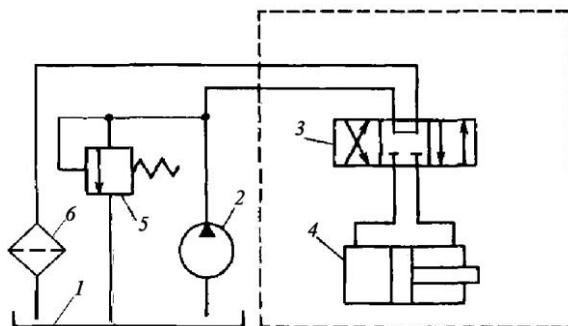


Рисунок 2.9 – Схема открытой гидropередачи:

- 1 – гидробак; 2 – насос (неревверсивный);
- 3 – гидрораспределитель; 4 – гидроцилиндр;
- 5 – предохранительный клапан; 6 – фильтр

Типичная схема открытой гидropередачи для привода элементов рабочего оборудования (стрелы, рукояти, ковша) одноковшового экскаватора имеет следующий вид (рисунок 2.9). Поскольку в гидроцилиндрах поршневая (бесштоковая) и надпоршневая (штоковая) полости имеют разные объемы, их привод выполняется по схеме с открытой циркуляцией.

Вал (входное звено) насоса 2 приводится во вращение от вала ДВС или через механическую передачу. Рабочая жидкость, поступившая в насос из бака 1 по всасывающей линии, подается под давлением по напорной линии через гидрораспределитель 3 и рабочую линию в полость гидроцилиндра 4. Под действием жидкости поршень перемещается вместе со штоком, в результате чего элемент рабочего оборудования выполняет рабочее движение. Золотник гидрораспределителя 3 может занимать одно из трех возможных положений. В среднем (нейтральном) положении обе полости гидроцилиндра 4 заперты, и его поршень неподвижен. При перемещении золотника влево рабочая жидкость насосом 2 нагнетается в левую полость гидроцилиндра, а его правая полость при этом сообщается со сливом через фильтр 6. В результате поршень гидроцилиндра перемещается вправо до тех пор, пока золотник распределителя смещен относительно нейтрального положения. При перемещении золотника вправо рабочая жидкость насосом 2 нагнетается в правую полость гидроцилиндра, а его левая полость при этом сообщается со сливом также через фильтр 6. В результате поршень гидроцилиндра также перемещается влево до тех пор, пока золотник распределителя смещен относительно нейтрального положения. Поршень при данных перемещениях может дойти до упора в стенку цилиндра, тогда давление рабочей жидкости повысится настолько, что откроется предохранительный клапан 5, и жидкость, подаваемая насосом 2, начнет сливаться в гидробак 1.

В закрытых гидropередачах, например, в приводе системы гидронасос – гидромотор (рисунок 2.10), рабочая жидкость от насоса 4 по напорной линии 6 поступает в гидромотор 8, а затем от него по сливной линии 3 возвращается в насос 4.

При необходимости реверсирования потока напорная и сливная гидролинии меняются местами. Как видно из рисунка, насос имеет регулируемую подачу рабочей жидкости, что обеспечивает включение и управление частотой вращения гидромотора 8. Закрытые гидроредукторы отличаются большей компактностью, чем открытые, поскольку имеют бак небольших размеров и подпитывающий насос 12, предназначенный только для пополнения утечки рабочей жидкости. В закрытых гидроредукторах циркулирует значительно меньше жидкости, чем в открытых, поэтому ее необходимо охлаждать.

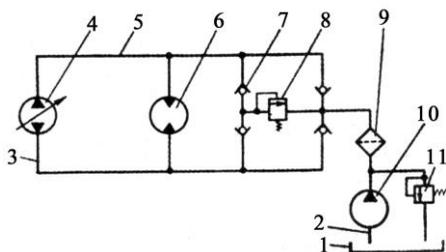


Рисунок 2.10 – Схема закрытой гидроредукции: 1 – гидробак; 2, 3, 5 – всасывающая, сливная и напорная гидролинии; 4 – гидронасос; 6 – гидромотор; 7 – обратный клапан; 8, 11 – предохранительные клапаны; 9 – фильтр; 10 – насос подпитки

Роторные гидромашин имеют малые габариты и массу. Их удельная масса достигает 0,1–0,2 кг/кВт, поэтому они обладают малой инерцией. Например, маховая масса гидродвигателя вращательного действия в несколько раз меньше маховых масс электродвигателя той же мощности.

Гидромоторы могут быть *низко-* и *высокомоментными*. *Низкомоментные гидромоторы* являются быстроходными двигателями и характеризуются малыми величинами отношения M / ω (от 0,06 до 60 Н·м·с⁻¹). Соответственно, *высокомоментные гидромоторы* являются тихоходными с большими значениями M / ω , достигающими 1200 Н·м·с⁻¹.

Если $\omega < 10$ рад/с и $M > 1000$ Н·м, то гидродвигатель считается высокомоментным (его N / m в 2–5 раз хуже, чем у низкомоментного).

Как было отмечено, роторные гидромашин обладают свойством принципиальной обратимости, т. е. могут работать и как насосы, и как гидромоторы. В приводах машин для земляных работ предпочтительно использовать одноступенчатые гидромашин (насосы и моторы) одного типоразмера.

Напомним, что КПД гидромашин (насоса) характеризует все потери, которые складываются из объемных и гидромеханических потерь. Объемные потери, которые оцениваются объемным КПД η_v , возникают из-за утечки и циркуляции жидкости из области высокого давления в область низкого. Гидравлические потери включают две составляющие – местные потери и потери на трение по длине. Местные потери – это потери в местных гидравлических сопротивлениях, к которым относятся поворот, сужение или расширение, а также различные гидроустройства типа клапанов, жиклеров и др. Потери на трение по длине вызваны как внутренним трением в жидкости, так и трением по стенкам труб постоянного сечения. Соответственно, гидравлические по-

тери характеризуются гидравлическим КПД η_r . Механические потери характеризуются механическим КПД η_m и связаны с потерями энергии на трение в подшипниках, уплотнениях и др. Таким образом, полный КПД насоса

$$\eta_n = \eta_o \eta_r \eta_m. \quad (2.11)$$

В машинах большой мощности используют *мотор-колеса*, которые приводят от индивидуальных гидромоторов. Мотор-колесо представляет собой автономный блок, состоящий из двигателя, муфты, редуктора, тормоза и колеса. Применение гидропривода с рабочим давлением 16–32 МПа позволяет размещать привод в ступице колеса. Это упрощает конструкцию трансмиссии за счет исключения коробок передач, раздаточных коробок, мостов, карданных валов, облегчает компоновку машины и повышает ее проходимость и маневренность. Например, в мотор-колесе экскаватора на колесном ходу мощность индивидуального гидромотора реализуется непосредственно на колесе через ступичный планетарный редуктор.

Силовые гидроцилиндры (гидродвигатели с возвратно-поступательным движением подвижного звена) являются одними из самых важных элементов гидросистемы любой машины. К основным вариантам их использования относятся следующие: во-первых, все рабочие процессы, связанные с возвратно-поступательным движением рабочих органов машин; во-вторых, установка рабочего оборудования и изменение его положения, например, его перевод из транспортного в рабочее положение и др. В машинах используют гидроцилиндры одностороннего действия, передающие принудительное движение звену только в одном направлении, и двухстороннего действия, у которых подвижное звено может принудительно перемещаться в противоположных направлениях.

К отмеченным особенностям гидропривода следует добавить следующие достоинства объемных гидропередач:

- бесступенчатое регулирование крутящего момента в широком диапазоне и его плавная передача на исполнительный механизм;
- большая свобода компоновки трансмиссии и сравнительная простота подвода мощности к ходовому оборудованию и рабочим органам машины;
- возможность реверсирования хода и регулирования торможения без дополнительных устройств;
- предохранение двигателя от перегрузок;
- легкость и простота управления.

К их недостаткам можно отнести следующее:

- КПД меньше, чем у механической трансмиссии;
- трудности уплотнения при больших значениях давления (более 30 МПа);
- зависимость КПД от температурных условий.

Объемные гидропередачи являются самыми распространенными в машинах для земляных работ. Современные системы автоматического регулирования их работы для поддержания режима максимальной мощности и оптимальной экономичности ДВС обеспечивают объемным гидропередачам высокую конкурентоспособность.

Достоинства гидропередач широко используют в комбинированных трансмиссиях машин для земляных работ в сочетании с другими типами передач. К ним относятся гидромеханические трансмиссии (ходовые приводы), пневмогидравлические (тормозные системы) и электрогидравлические (системы управления) приводы. (Напомним, что трансмиссией называют систему передач от силовой установки к исполнительному механизму.) Большой эффект дает совмещение механических и гидравлических передач, т. е. создание гидромеханических передач и трансмиссий. В настоящее время термин «гидромеханические» трансмиссии относят к сочетанию механических передач как с гидростатическими, так и с гидродинамическими передачами. Соответственно, их называют *гидромеханическими трансмиссиями с гидростатическим и гидродинамическим компонентами*. В качестве гидростатического компонента используют гидромотор, а в качестве гидродинамического – гидродинамическую муфту или гидродинамический трансформатор.

Гидромеханические трансмиссии с гидростатическим компонентом применяют на машинах, рабочий процесс которых происходит на малых скоростях и при больших тяговых усилиях. На рисунке 2.11 приведена схема ходовой гидромеханической трансмиссии пневмоколенного экскаватора, содержащей гидромотор в сочетании с двухскоростной коробкой передач.

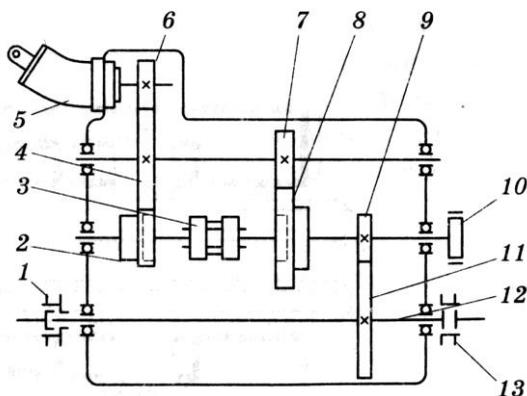


Рисунок 2.11 – Схема гидромеханической трансмиссии с гидромотором:
 1 – зубчатая полумуфта включения переднего ведущего моста; 2, 4, 6, 8, 11 – зубчатые колеса;
 3 – зубчатая полумуфта переключения передач; 5 – гидромотор; 7, 9 – валы-шестерни;
 10 – тормоз; 12 – выходной вал; 13 – зубчатая полумуфта

Привод хода осуществляют от гидромотора 5 через коробку передач на карданную передачу, ведущий мост и ведущие колеса. Трансмиссия работает следующим образом. На рисунке зубчатая полумуфта 3 находится в нейтральном положении. Первая передача включается от шестерни 6 на колесо 4, затем при соединении зубчатой полумуфты 3 с шестерней 2 момент передается с шестерни 9 на колесо 11 и на вал 12, далее через полумуфты 1 и 13 на карданные валы. Вторая передача включается также от шестерни 6 на колесо 4, затем через шестерню 7 на колесо 8 при его соединении с зубчатой полумуфтой 3, далее момент передается с шестерни 9 на колесо 11 и на вал 12, далее через полумуфты 1 и 13 на карданные валы. Такие трансмиссии, наряду с функциями привода хода и поворота, выполняют функции тормозных систем, которые блокируют движение машины при остановке двигателя. Их используют в экскаваторах, бульдозерах, катках и других машинах.

Гидромеханические трансмиссии с гидродинамическим компонентом используют в приводах многих машин для земляных работ (автогрейдерх, колесных бульдозерах и погрузчиках, катках и др.). Их основой являются *гидродинамические муфты и гидродинамические трансформаторы*.

Гидромуфты и гидротрансформаторы относятся к *гидродинамическим передачам* (ГДП), в которых используют динамические гидромашины, установленные в общем корпусе. Функции гидронасоса выполняет насосное колесо, функции гидродвигателя – турбинное. Они передают мощность на расстоянии, ограниченные их габаритами.

Гидромуфты (ГМ), состоящие из насосного и турбинного колес, служат для передачи энергии без изменения крутящего момента, т. е. у них моменты на входном и выходном валах ГМ практически совпадают.

Гидротрансформаторы (ГТ), помимо насосного и турбинного колес, имеют не менее одного дополнительного колеса, которое называют реакторным (в большинстве ГТ оно неподвижно, т. е. является реактивным). Наличие дополнительного (реакторного) колеса позволяет изменять крутящий момент, т. е. на входном и выходном валах ГТ моменты на большинстве режимов работы будут неодинаковыми.

В машинах для земляных работ широко применяют *комплексные* ГТ. ГТ называют *комплексным*, если он работает как в режиме гидротрансформатора, так и в режиме гидромуфты. В широком диапазоне передаточных чисел он работает как ГТ, а в узком диапазоне больших значений – как ГМ. Это обеспечивает значительное (на 10 %) повышение КПД (с 0,85–0,87 до 0,94–0,97).

ГДП устанавливают между двигателем и механической коробкой передач машины. Как правило, для этих целей используют ГТ. При этом управление гидроцилиндрами и гидромоторами машины осуществляют при помощи гидрообъемного привода.

Гидромуфта имеет два рабочих колеса: насосное, соединенное с двигателем, и турбинное, связанное с исполнительным механизмом (ведомым валом) (рисунок 2.12).

Внутренние полости обоих колес разделены наклонными в радиальном направлении лопатками и заполнены рабочей жидкостью. При вращении насосного колеса рабочая жидкость за счет центробежных сил устремляется на периферию, вследствие чего в периферийной зоне создается повышенное давление, способствующее перетеканию жидкости в полость турбинного колеса, а в расположенной ближе к центру зоне создается разрежение, способствующее подсосыванию жидкости из полости турбинного колеса. В процессе перехода рабочей жидкости из насосного колеса в турбинное она воздействует на лопатки турбины, заставляя последнюю вращаться.

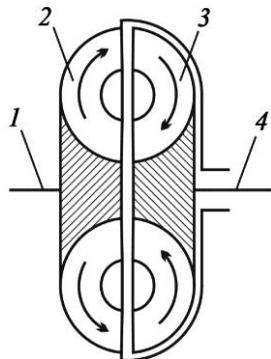


Рисунок 2.12 – Гидромуфта:
1 – входной вал (от ДВС); 2 – насосное колесо; 3 – турбинное колесо; 4 – выходной вал

Турбинное колесо отстает от насосного: $\omega_T < \omega_H$. КПД зависит от угловой скорости и может достигать 0,94–0,97.

Гидромуфты (ГМ) не предназначены для преобразования величины и направления крутящего момента. Их располагают между ДВС и исполнительным механизмом. Они служат защитой ДВС от перегрузок, а также для автоматического бесступенчатого изменения скорости движения рабочего органа в зависимости от внешней нагрузки. Их используют также в качестве предохранительных муфт.

Поскольку в ГМ не происходит преобразования крутящего момента, ее КПД численно равен ее передаточному числу:

$$\eta_{ГМ} = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T \omega_T}{M_H \omega_H} = \frac{\omega_T}{\omega_H} = u_{ГМ}, \quad (2.12)$$

где N_T , N_H – мощность на турбинном и насосном колесах;

M_T , M_H – крутящие моменты на валах турбинного и насосного колес;

ω_T , ω_H – угловая скорость турбинного и насосного колес;

$u_{ГМ}$ – передаточное число ГМ.

Гидротрансформаторы (ГТ), помимо упомянутых достоинств гидромуфт, обладают свойством автоматического бесступенчатого изменения передаточного числа в зависимости от момента сопротивления на турбинном колесе. Это свойство дает возможность использовать гидротрансформатор в трансмиссии машины как коробки передач с бесступенчатым изменением передаточного числа. Однако при этом в трансмиссии должен быть

установлен дополнительный механический редуктор для получения заднего хода.

ГТ классифицируют по числу турбинных колес, направлению потока жидкости, влиянию нагрузки на валу турбины на режим работы насоса и др.

ГТ (рисунок 2.13) имеет три рабочих колеса: насосное 3, турбинное 2 и реакторное 4. Реактор может быть установлен неподвижно или на обгонной муфте 5.

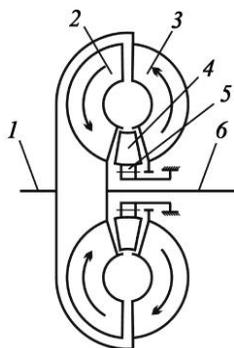


Рисунок 2.13 – Гидротрансформатор:
 1 – входной вал (от ДВС);
 2 – турбинное колесо;
 3 – насосное колесо;
 4 – реакторное колесо;
 5 – обгонная муфта;
 6 – выходной вал

При работе гидротрансформатора масло захватывается лопатками вращающегося насосного колеса 3, отбрасывается центробежной силой к наружной окружности и попадает на лопатки турбинного колеса 2. Благодаря создаваемому при этом напору колесо приводится в движение вместе с выходным валом 6. Затем жидкость поступает на лопатки неподвижно закрепленного реакторного колеса 4, изменяющего направление потока жидкости, и опять поступает к насосному колесу, непрерывно циркулируя по замкнутому кругу внутренней полости рабочих колес и участвуя в общем вращении с колесами.

Лопатки неподвижного реакторного колеса изменяют направление проходящего через него потока жидкости. На лопатках реактора возникает усилие, вызывающее появление реактивного момента. Таким образом, реактор дает возможность получать на валу турбинного колеса крутящий момент, отличающийся от момента, передаваемого двигателем.

Если реактор неподвижен, то при изменении внешней нагрузки в ГТ преобразуется не только скорость, но и крутящий момент. При этом вне зависимости от внешней нагрузки момент и угловая скорость на насосном колесе (т. е. и на валу ДВС) изменяются незначительно, чем обеспечивается защита ДВС от перегрузок. Максимальный КПД ГТ составляет 0,85–0,87.

Если реакторное колесо установлено на обгонной муфте, она включается автоматически при малых нагрузках, вследствие чего реакторное колесо вращается вместе с насосным и турбинным колесами. В этом случае ГТ работает в режиме ГМ с более высоким КПД.

КПД гидротрансформатора определяют по формуле, связывающей его коэффициент трансформации и передаточное число,

$$\eta_{ГТ} = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T \omega_T}{M_H \omega_H} = k_{тр} u_{ГТ}, \quad (2.13)$$

где $k_{тр}$ – коэффициент трансформации,

$$K_{\text{ГП}} = \frac{M_{\text{Т}}}{M_{\text{Н}}}, \quad (2.14)$$

$M_{\text{Т}}, M_{\text{Н}}$ – крутящие моменты на валах турбинного и насосного колес;
 $i_{\text{ГТ}}$ – передаточное число ГТ.

ГМ по сравнению с фрикционными сцеплениями, применяемыми в механических трансмиссиях, значительно снижают динамические нагрузки в двигателе, не требуют регулировок в эксплуатации, упрощают управление и повышают проходимость машины.

ГТ применяют в приводах машин для земляных работ, для которых с изменением внешних нагрузок следует автоматически изменять рабочие скорости, а также снижать динамические нагрузки при стопорении рабочих органов при встрече с непреодолимым препятствием. Их основным недостатком является передача мощности только на расстояния, ограниченные их габаритными размерами, а также передача только вращательного движения.

Как было отмечено, совмещение механических трансмиссий с ГДП обеспечивает эффективное управление приводом. Последние дают быстрый разгон и торможение, хорошо гасят крутильные колебания, выполняют функции автоматических бесступенчатых коробок скоростей и согласовывают работу механизмов, получающих энергию от одного приводного двигателя. Например, на одноковшовом экскаваторе ЭО-5111Б вместо главной муфты применяют гидротрансформатор, который выполняет предохранительные функции. ГТ надежно ограничивает нагрузки, передаваемые от механизмов одноковшового экскаватора к двигателю, поскольку при мгновенной остановке трансмиссии эти нагрузки в несколько раз превышают номинальные.

Как правило, гидромеханическая трансмиссия с гидродинамическим компонентом состоит из ГТ (бесступенчатой гидродинамической коробки передач), механической коробки передач (вальной или планетарной), системы маслопитания ГТ и гидроэлектрической (или пневмогидроэлектрической) системы управления. Если система управления трансмиссии имеет электронный блок, управляющий работой передачи по заданной программе от сигналов, поступающих от группы датчиков, то такой агрегат называют *автоматической коробкой передач*.

На мощных колесных и гусеничных машинах ГТ применяют в сочетании с планетарными коробками передач. На рисунке 2.14 представлена кинематическая схема ходовой гидромеханической трансмиссии, содержащей ГТ и четырехступенчатую (3+1) планетарную коробку передач.

Трансмиссия работает следующим образом. Крутящий момент с коленчатого вала двигателя передается на приводной вал 1, соединенный с кожухом ГТ, а его выходной вал (турбинный) соединен с входным валом 2 коробки передач. Первая передача включается фрикционом 3 и тормозом 6. Далее момент передается с фрикциона 3 на шестерню 11, а с нее – на сател-

литы 13 и 10 и затем на эпициклическую шестерню 9, соединенную с выходным валом 12 коробки передач. Вторая передача включается фрикционом 3 и тормозом 4. Момент передается теми же элементами передачи, но при этом сателлиты 8 и 10 обкатываются по неподвижной шестерне 14, ускоряя вращение выходного вала. Третья передача включается фрикционами 3 и 5, при этом шестерни 11 и 14 вращаются с одинаковой угловой скоростью, передачи коробки заблокированы и она вращается как единое целое. Задний ход включается фрикционом 5 и тормозом 6, а крутящий момент передается на выходной вал 12 через фрикцион 5 и шестерни 14, 8, 10 и 9.

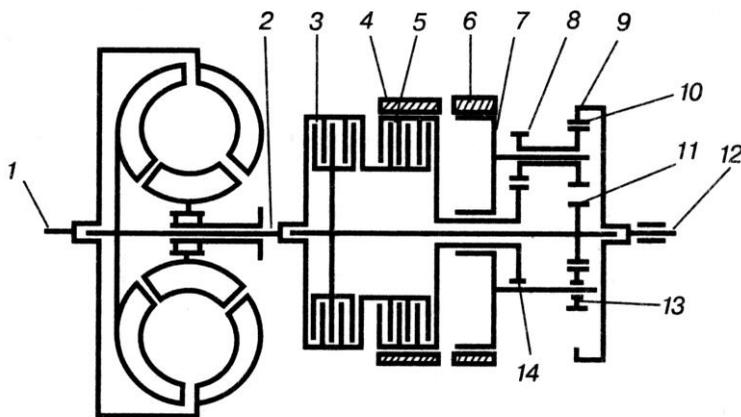


Рисунок 2.14 – Схема гидромеханической трансмиссии с гидротрансформатором:
1 – приводной вал; 2 – входной вал коробки передач; 3, 5 – фрикционы; 4, 6 – ленточные тормоза; 7 – водило; 8, 10, 13 – сателлиты; 9, 11, 14 – шестерни; 12 – выходной вал коробки передач

Такая трансмиссия значительно упрощает управление движением машины, поскольку переключение передач происходит автоматически. При снижении нагрузки она позволяет легко переходить с низшей передачи на высшую, что сокращает время рабочего цикла. При установившемся движении происходит механическая блокировка ГТ и он работает как муфта сцепления. Такими трансмиссиями оснащают автогрейдеры, скреперы, фронтальные погрузчики.

Силовые установки ДВС-компрессор используют в приводах пневмомолотов, вибраторов и другого оборудования, а также в системах управления машинами.

Пневматический привод близок по конструкции гидравлическому. В пневматическом приводе механическая энергия силовой установки преобразуется в энергию движения сжатого воздуха (под давлением 0,5–0,8 МПа) и обратно – в движение исполнительного механизма. Пневмопривод конструктивно проще, дешевле и экологически безопаснее гидравлического

привода, поскольку функционирует при меньших давлениях и не нуждается в сливных магистралях. Вместе с тем, именно необходимость реализации относительно больших давлений делает агрегаты пневмопривода более громоздкими по сравнению с гидравлическим.

Их достоинства:

- 1) плавное включение и торможение механизмов;
- 2) надежность и простота в обслуживании;
- 3) малая чувствительность к динамическим нагрузкам;
- 4) способность переносить перегрузки (вплоть до стопорения).

Недостатки:

- 1) невысокая удельная мощность;
- 2) трудность точного регулирования (из-за высокой сжимаемости воздуха);
- 3) низкий КПД и большой шум при работе.

Основными агрегатами пневматического привода являются компрессор, воздухосборник (ресивер), пневматические двигатели (пневмомоторы и пневмоцилиндры), соединительные воздухопроводы, пневмоаппараты (пневмораспределители, предохранительные, редукционные, обратные клапаны, пневмодроссели), воздушные фильтры и маслоуловители.

Компрессор, предназначенный для выработки сжатого воздуха, приводят двигателем внутреннего сгорания или электродвигателем. На рисунке 2.15 приведена принципиальная схема наиболее распространенного поршневого компрессора. Он представляет собой цилиндр 4, в котором перемещается поршень 5. Возвратно-поступательное движение поршня обеспечивается приводимым от двигателя 7 коленчатым валом 6 с шатуном 8. На крышке цилиндра установлены подпружиненные автоматически действующие клапаны – всасывающий 9 и нагнетающий 3. При движении поршня вниз в цилиндре создается разрежение, вследствие чего автоматически открывается клапан 9, и в рабочую камеру из атмосферы через фильтр 1 всасывается воздух. При движении поршня вверх клапан 9 закрывается, и воздух в цилиндре сжимается.

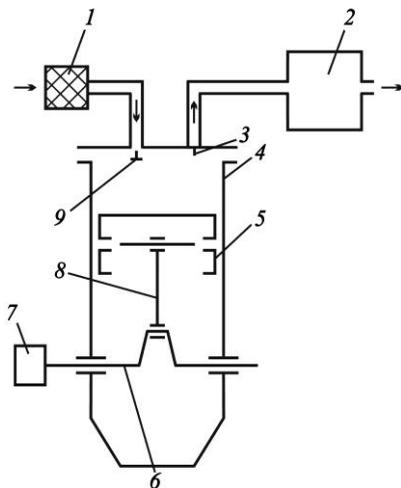


Рисунок 2.15 – Схема поршневого компрессора одноступенчатого сжатия:

- 1 – фильтр; 2 – воздухосборник;
- 3 – нагнетающий клапан;
- 4 – цилиндр; 5 – поршень;
- 6 – коленчатый вал; 7 – ДВС;
- 8 – шатун; 9 – всасывающий клапан

Когда давление воздуха в рабочей камере достигает заданного значения (обычно 0,8 МПа), открывается клапан 3 и воздух выталкивается из цилиндра в воздухохорборник 2. За один оборот коленчатого вала происходит полный цикл работы компрессора: всасывание воздуха, его сжатие и нагнетание.

Поршневые компрессоры бывают одно- и многоцилиндровыми с одно- и многоступенчатым сжатием ($\eta_{\text{мcc}} = 1,1 \dots 1,15 \eta_{\text{осc}}$). В двухступенчатом происходит сжатие сначала до 0,2–0,25 МПа, затем до 0,4–0,8 МПа.

Воздухохорборник (ресивер) предназначен для накопления сжатого рабочего воздуха, уменьшения пульсации давления в нагнетательной пневмолинии, а также для охлаждения и очистки воздуха от воды и масла.

Конструктивно они похожи на гидромоторы и гидроцилиндры. Но их рабочие цилиндры значительно больше по размерам, чем гидроцилиндры, из-за меньших давлений в пневмосистеме.

Пневмопривод применяют в системах управления ряда машин для земляных работ. В качестве примера на рисунке 2.16 представлена схема пневмопривода одноковшового экскаватора на колесном ходу.

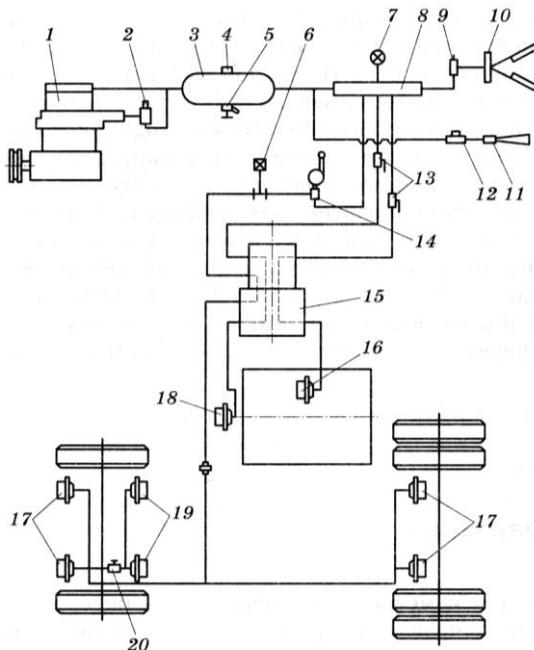


Рисунок 2.16 – Схема пневмопривода одноковшового экскаватора:

- 1 – компрессор; 2 – регулятор давления воздуха; 3 – ресивер; 4 – предохранительный клапан; 5 – кран для слива конденсата и отбора воздуха; 6 – включатель стоп-сигнала; 7 – манометр; 8 – центральный коллектор; 9, 12, 13, 20 – краны; 10 – стеклоочиститель; 11 – сигнал; 14 – дифференциальный золотник; 15 – коллектор; 16, 17, 18, 19 – пневмокамеры переключения скоростей, тормозов, включения переднего моста и стабилизатора соответственно

Пневмосистема обеспечивает работу тормозов, переключение передач коробки передач, включение и выключение переднего моста и других устройств. Компрессор 1 подает сжатый воздух под заданным регулятором 2 давлением к ресиверу 3, который встроен в балку поворотной платформы. В ресивере происходит накопление запаса сжатого воздуха для устранения его возможной пульсации. На ресивере установлены кран 5 для слива конденсата и отбора воздуха и предохранительный клапан 4. Тормозами колес управляют с помощью золотника 14, который подает сжатый воздух к пневмокамерам 17 тормозов, а их включение и выключение производят при помощи крана 20. Краны 13 служат для включения пневмокамер, которые переключают передачи, а также включают и выключают передний мост и стабилизаторы. Центральный коллектор 8 соединяет узлы пневмопривода, расположенные на поворотной платформе, с узлами, установленными на ходовой части, и обеспечивает подачу сжатого воздуха при любом положении поворотной платформы.

Силовые установки ДВС – электрогенератор используют на крупных машинах для земляных работ и на тягачах большой мощности. Первичным двигателем является ДВС, который приводит в действие электрогенератор. Электрогенератор, в свою очередь, питает токком электродвигатели (как постоянного, так и переменного тока), приводящие в действие исполнительные механизмы.

Кроме того, применяют электропривод в виде сетевого электродвигателя, который получает электроэнергию от источника питания вне машины, т.е. от электросети, и передает механическую энергию исполнительным механизмам (такую схему используют в машинах ограниченной мобильности, например, в кранах и подъемно-транспортных механизмах). Этот вариант можно назвать комбинированным, так как для автономной работы вместо сетевого питания можно подключать двигатель внутреннего сгорания, установленный на машине.

При сетевом электропитании в основном используют общепромышленные трехфазные асинхронные двигатели (ЭД с контактными кольцами), которые получают энергию от электросети с напряжением 220 и 380 В и частотой 50 Гц. В зависимости от мощности эти ЭД имеют либо короткозамкнутый (при $N \leq 10$ кВт), либо фазовый ротор (при $10 \leq N \leq 150$ кВт).

Электродвигатели переменного тока просты в управлении, надежны в эксплуатации, могут выдерживать большие кратковременные перегрузки (предельный коэффициент перегрузки по крутящему моменту, т.е. отношение максимального к номинальному моменту составляет $k_{пер} = 1,8 \dots 2,2$).

Двигатели с короткозамкнутым ротором удобны в управлении, но для их пуска требуется большой ток (пусковой момент). Как правило, такие двигатели используют только для привода лебедок и вспомогательных механизмов.

Двигатели с фазным ротором удовлетворительно работают при частых пусках и торможениях, их частоту вращения можно регулировать. Такие двигатели используют в одноковшовых экскаваторах малой мощности и выполняют взаимозаменяемыми с двигателями внутреннего сгорания.

Электродвигатели постоянного тока считаются наиболее подходящими для приводов машин для земляных работ с тяжелым режимом работы. Они обеспечивают плавность пуска и торможения механизмов, имеют значительную перегрузочную способность и экономичность, постоянную готовность к работе и независимость от температуры эксплуатации.

Электродвигатели постоянного тока используют в основных тяговых приводах, рассчитанных на полный диапазон регулирования скорости машины, а электродвигатели переменного тока, как правило, во вспомогательных приводах, обеспечивающих увеличение тягового усилия.

Вместе с тем их масса (и габариты) по разным данным в 1,5–4,0 раза больше любых других силовых установок, а КПД не превышает 80 %. Тем не менее, их используют в приводах машин для земляных работ. Обычно их применяют в экскаваторах средней и большой мощности, на промышленных тракторах большой мощности (более 650 кВт) и большегрузных самосвалах, а также в приводах мотор-колес тяжелых землеройно-транспортных машин (в частности, скреперов).

В *электрических трансмиссиях* крутящий момент двигателя передается к исполнительным механизмам при помощи электрогенератора постоянного тока, приводимого в действие двигателем внутреннего сгорания. Обратным преобразователем тока в механическую энергию в большинстве случаев является тяговый электродвигатель с последовательным возбуждением, имеющий большой пусковой крутящий момент. При работе под нагрузкой такие электродвигатели обладают хорошей способностью к саморегулированию: с повышением нагрузки его крутящий момент увеличивается, а с понижением уменьшается. Эта способность электродвигателя обеспечивает бесступенчатое регулирование параметров электрической трансмиссии. На рисунке 2.17 представлена схема привода хода БелАЗа, содержащего электрическую трансмиссию.

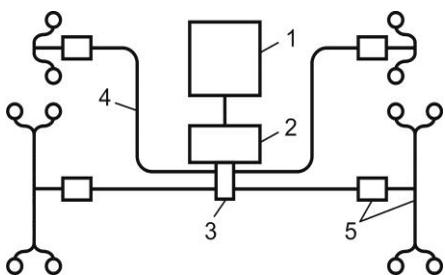


Рисунок 2.17 – Схема привода хода карьерного самосвала БелАЗ:

- 1 – двигатель внутреннего сгорания;
- 2 – электрогенератор; 3 – блок управления;
- 4 – электрокабель; 5 – мотор-колесо

Эти трансмиссии имеют следующие достоинства:

- бесступенчатое регулирование крутящего момента на ведущих колесах;

– свободный выбор колесной формулы машины и простота ее общей компоновки;

– упрощение механической части трансмиссии;

– возможность реализации на мотор-колесах большой мощности.

К недостаткам электрической трансмиссии следует отнести сравнительно низкий КПД и большую массу агрегатов трансмиссии.

Электрическую трансмиссию, выполняющую роль коробки передач в сочетании с другими агрегатами механической трансмиссии, называют *электромеханической*.

Электрические передачи часто используют в системах управления машинами из-за простоты их адаптации к различным компоновкам привода.

Контрольные вопросы и задания к разделу 2

1 Требования, предъявляемые к приводам машин для земляных работ.

2 Классификация приводов по типу силового оборудования.

3 Какие двигатели используют в машинах для земляных работ?

4 Как выбрать ДВС с использованием уравнения баланса мощности?

5 Основные достоинства объемного гидропривода.

6 Конструктивные и технологические отличия гидромуфты и гидротрансформатора.

7 Основные элементы гидро- и пневмопривода.

8 Чем отличаются гидрообъемные передачи от гидродинамических?

9 Что такое трансмиссия и каковы ее основные функции?

10 Основные параметры трансмиссий.

11 Основные элементы гидромеханических трансмиссий с гидродинамическим и гидростатическим компонентами.

12 Функции комплексного гидротрансформатора.

13 Подобрать ДВС под условия эксплуатации, заданные преподавателем.

14 Подобрать элементы трансмиссии машины (бульдозера, скрепера, автогрейдера) и рассчитать ее параметры под условия эксплуатации, заданные преподавателем.

15 Подобрать механическую передачу для комбинированной трансмиссии с гидрообъемным компонентом.

16 Рассчитать мощность ДВС по уравнению тягового баланса по данным, представленным преподавателем.

17 Произвести кинематический расчет привода механизма поворота одноковшового экскаватора по данным преподавателя.

18 Произвести кинематический расчет привода хода бульдозера, автогрейдера, скрепера, катка (по данным преподавателя).

3 БУЛЬДОЗЕРЫ

Цель раздела – изучение конструкции и устройства бульдозеров различного исполнения, а также определение их основных параметров.

3.1 Изучение конструкции и устройства

Бульдозер является самоходной землеройно-транспортной машиной, предназначенной для срезания, планировки и перемещения грунтов I–IV категорий. Он состоит из базового трактора или тягача, впереди которого в поперечной плоскости навешен рабочий орган – отвал. К числу основных узлов бульдозера относятся рама базового трактора, двигатель и органы управления, ходовая система и трансмиссия, а также бульдозерное оборудование и механизмы его управления.

Бульдозер – машина циклического действия, рабочий процесс которой состоит из операций копания, перемещения и разравнивания грунта. При движении бульдозера вперед при помощи системы управления отвал заглубляется в грунт на 50–200 мм (в зависимости от категории грунта и типоразмера машины), срезает ножами слой грунта и перемещает волоком образовавшуюся перед отвалом грунтовую призму. Затем отвал частично выглубляют (приподнимают) и бульдозер перемещает грунт к месту укладки. После этого бульдозер разравнивает призму волочения приподнятым отвалом (как передним, так и задним ходом машины). При транспортировании теряется до 30 % объема призмы волочения (в зависимости от расстояния). Поэтому при перемещении призмы отвал подрезает опорную поверхность грунта для компенсации потерь. После отсыпки и разравнивания грунта отвал поднимается в транспортное положение и бульдозер возвращается к месту набора грунта, после чего рабочий цикл повторяется. Как правило, бульдозеры набирают максимальный объем призмы волочения на участке длиной до 10 м. Дальность перемещения грунта составляет 60–80 м для гусеничных бульдозеров и 100–150 м – для пневмоколесных.

Классификация и назначение. Бульдозеры классифицируют по следующим основным признакам:

- 1) *по назначению* – общего и специального назначения;
- 2) *по типу ходовой системы* – колесные и гусеничные;
- 3) *по тяговому классу базовой машины (мощности двигателя)* – малогабаритные, легкие, средние, тяжелые и сверхтяжелые;
- 4) *по конструкции рабочего оборудования* – бульдозеры с неповоротным и поворотным отвалами, а также бульдозеры-рыхлители и бульдозеры-погрузчики.

Бульдозеры общего назначения используют для выполнения основных видов землеройно-транспортных и вспомогательных работ на различных грунтах и в климатических условиях умеренной зоны с температурой окружающей среды ± 40 °С, холодного климата с температурой воздуха до -60 °С, а также в условиях тропиков с температурой до 50 °С.

Специальные бульдозеры предназначены для выполнения целевых работ в специфических грунтовых или технологических условиях (прокладки дорог, их чистки от снега, сгребания торфа, подземных работ, толкания скреперов и т.д.).

При выполнении масштабных земляных работ предпочтение отдают *гусеничным бульдозерам*, имеющим большее сцепление с грунтом и повышенную проходимость, что позволяет их использовать в тяжелых грунтовых условиях.

Колесные бульдозеры применяют при работе в более легких дорожных условиях и необходимости частого перебазирования с объекта на объект.

В таблице 3.1 представлен вариант классификации бульдозеров в зависимости от тягового класса базовой машины. Интервалы каждой из названных групп могут существенно различаться в зависимости от составителя классификации, но в целом они охватывают весь диапазон выпускаемой техники.

Таблица 3.1 – Классификация бульдозеров по тяговому классу и мощности

Тип	Класс	Мощность, кВт
Малогабаритные	До 0,9	18,5–37,0
Легкие	1,4–4,0	37–96
Средние	6–15	103–154
Тяжелые	25–35	220–505
Сверхтяжелые	50–100	510–880

Напомним, что *тяговый класс* является главным параметром тракторов. По промышленной классификации он означает максимальную силу тяги (в тоннах силы) без догрузки навесным оборудованием на передаче со скоростью 2,5–3,0 для гусеничных и 3,0–3,5 км/ч – для пневмоколесных машин.

В бульдозере с *неповоротным отвалом* его устанавливают перпендикулярно продольной оси машины неподвижно или с небольшим угловым качанием в поперечной плоскости.

В бульдозере с *поворотным отвалом* его можно поворачивать на заданный угол в обе стороны от основного положения. Поворотный отвал устанавливают только на гусеничных тракторах, поскольку колесные тягачи плохо воспринимают боковые нагрузки.

У *бульдозеров-погрузчиков* на подъемной стреле шарнирно установлен отвал (вместо него можно также навешивать погрузочный ковш или другие виды сменного оборудования).

Гусеничные бульдозеры с неповоротными отвалами бывают с жесткими и шарнирными (рисунок 3.1) толкающими брусьями.

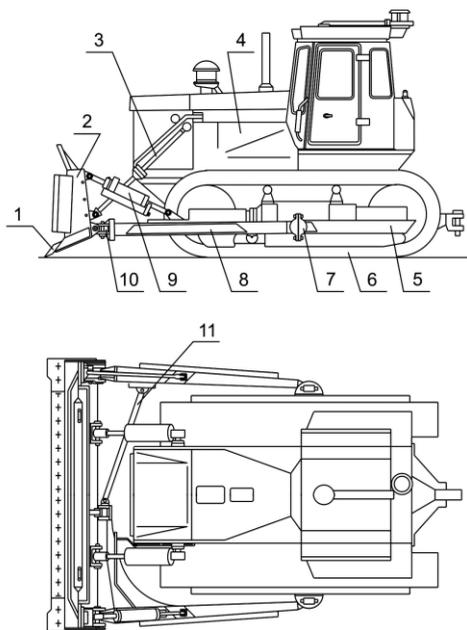


Рисунок 3.1 – Бульдозер с неповоротным отвалом:

1 – нож; 2 – отвал; 3 – гидроцилиндр подъема-опускания отвала; 4 – силовая установка с трансмиссией; 5 – гусеничная тележка; 6 – гусеницы; 7 – шарнир; 9 – гидрораскос; 10 – универсальный шарнир; 11 – механизм компенсации

Гидрораскос присоединен к гидросистеме трактора и осуществляет перекос отвала в поперечной плоскости на угол до 12° . Этому способствует шарнирные подшипники 6, которые позволяют брусьям поворачиваться

Бульдозер с жесткими брусьями оборудован отвалом, к которому приварены два толкающих бруса, охватывающих снаружи базовый трактор. Брусья шарнирно устанавливают на поперечной балке, которая болтами крепится к раме трактора. Подъем и опускание отвала осуществляют с помощью одного гидроцилиндра, расположенного впереди на подрамнике.

На рисунке 3.2 представлено частично гидрофицированное бульдозерное оборудование с шарнирными брусьями. Отвал 1 шарнирно связан с двумя толкающими брусьями 7 (они же шарнирно крепятся к тележке трактора). Для сохранения необходимого положения и резания грунта с минимальными затратами энергии отвал с одной стороны удерживается гидрораскосом 13, а с другой – жесткой тягой 5 (например винтовым раскосом).

относительно осей шаровых опор *14*, закрепленных на тракторе. Подкос *12*, балка *10* и тяга *8* составляют механизм компенсации, который обеспечивает перераспределение боковых нагрузок на брусья *7* и повышает устойчивость отвала в горизонтальной плоскости.

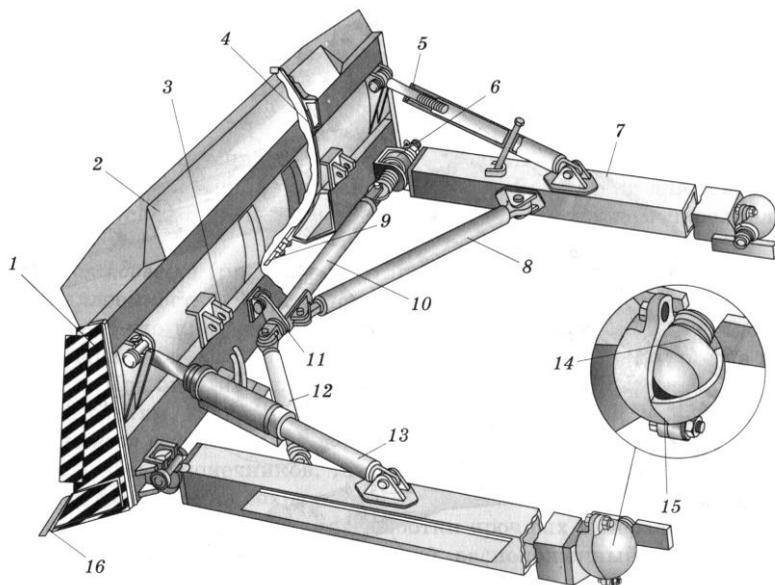


Рисунок 3.2 – Бульдозерное оборудование с неповоротным отвалом и шарнирным креплением:

1 – отвал; *2* – козырек; *3* – кронштейн; *4* – лобовой лист; *5* – раскос жесткий; *6* – подшипник; *7* – толкающий брус; *8* – тяга; *9* – винт; *10* – балка; *11* – серьга; *12* – подкос; *13* – гидораскос; *14* – шаровая опора; *15* – прокладка; *16* – нож

Гидораскос *13* состоит из гидроцилиндра двойного действия, двустороннего замка и штуцеров для присоединения к гидросистеме трактора. Замок запирает полости гидроцилиндра при отключенном гидрораспределителе и открывается для подачи рабочей жидкости при включении привода. На тяжелых бульдозерах гидораскосы имеют предохранительные клапаны для устранения последствий чрезмерного давления при наезде бульдозера на непреодолимое препятствие. Винтовой раскос *5* служит для механического изменения угла резания ножей в диапазоне $\pm 10^\circ$ от среднего угла установки 55° . Он представляет собой трубу, с одной стороны которой установлен винт с шарнирным подшипником, с другой – проушина на шестиграннике с пружинным стопором.

В целом отвал вместе с брусьями и раскосами образует жесткую систему, которая с помощью двух гидроцилиндров (или одного) поднимается и опускается.

Приведенной схемой механизма компенсации не ограничиваются варианты соединения неповоротного отвала с толкающими брусьями. На рисунке 3.3 представлены различные схемы (симметричные и асимметричные) крепления брусьев к отвалу.

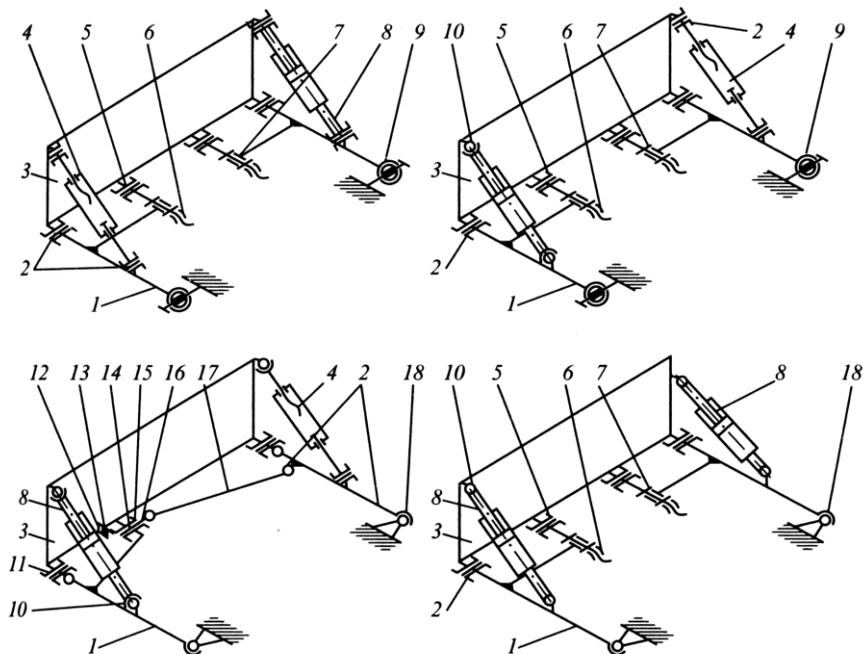


Рисунок 3.3 – Схемы соединения отвала с толкающими брусьями:

1 – толкающий брус; 2, 5 – цилиндрические шарниры; 3 – отвал; 4 – винтовой подкос; 6 – винт; 7 – упорная шайба; 8 – гидropодкос; 9 – шаровая опора со сферической втулкой; 10 – сферический шарнир или шарнир со сферической втулкой; 11 – карданный шарнир; 12 – скоба с направляющими для скольжения опорной шайбы; 13 – опорная шайба; 14 – регулировочный винт; 15 – втулка на кронштейне бруса; 16 – палец; 17 – растяжка; 18 – шаровая опора

Механизмы крепления толкающих брусьев 1 к отвалу 3 состоят из вертикальных элементов 4 и 8 (подкосов или раскосов) с винтовым или гидравлическим регулированием их длины, обеспечивающих поперечный перекос или наклон отвала, и горизонтальных элементов 17 (растяжек, раскосов или кронштейнов), которые исключают поперечное качание отвала.

В современных неповоротных бульдозерах гидрофицируют оба раскоса, а также механизм компенсации, поэтому управление положением отвала в различных плоскостях можно осуществлять из кабины.

Бульдозер с поворотным отвалом отличается тем, что на базовом тракторе с помощью упряжных шарниров 7 крепят охватывающую универсальную (толкающую) раму (рисунок 3.4).

Впереди рамы приварена шаровая опора, на которой установлен отвал 1, поворачивающийся налево и направо по ходу движения машины. Отвал соединяют с рамой (в целях удобства монтажа и демонтажа она состоит из двух полурам 6 и 8, связанных между собой шарнирно с помощью вертикального пальца) шаровым шарниром и двумя толкателями 5 с винтовыми или гидравлическими раскосами 2. Подъем и опускание рамы с отвалом производят двумя гидроцилиндрами 3. Задние шарниры 7 толкателей закрепляют в ползунах (кронштейнах) на раме. Их фиксируют вручную в трех положениях относительно продольной оси отвала ($0; \pm 27^\circ$) закладными штырями (штифтами).

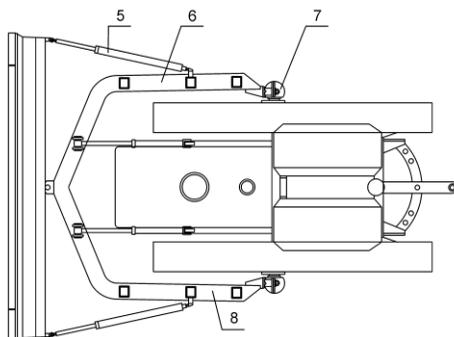
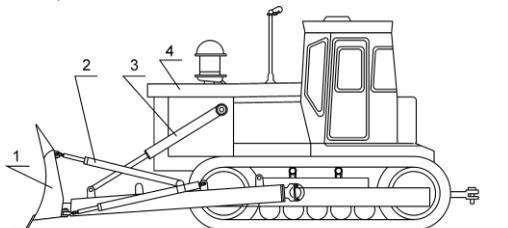


Рисунок 3.4 – Бульдозер с поворотным отвалом: 1 – отвал; 2 – гидрораскос; 3 – гидроцилиндр подъема-опускания отвала; 4 – базовый трактор; 5 – толкатель; 6, 8 – полурамы; 7 – шарнир

При одинаковой длине винтовых раскосов основной угол резания отвала составляет 55° (и может меняться в пределах $\pm 5^\circ$ при одинаковом увеличении или уменьшении их длины).

При увеличении длины раскосов с одной стороны и уменьшении с другой изменяется угол поперечного перекоса отвала в пределах $\pm 5^\circ$.

Частично гидрофицированное бульдозерное оборудование (рисунок 3.5) состоит из отвала 1 с толкателями 5 и толкающей рамы 6. Для соединения отвала с толкателями 5 и раскосами 3 установлены крестовины 2 в проушинах отвала. Для соединения отвала с толкающей рамой 6 в нем предусмотрено гнездо 9 для крепления шаровой опоры 8. Толкатели 5 соединяют с рамой с помощью шаровых опор 12. Жесткие винтовые раскосы 3 предназначены для установки угла резания (при одинаковой длине) и перекоса отвала (при различной длине).

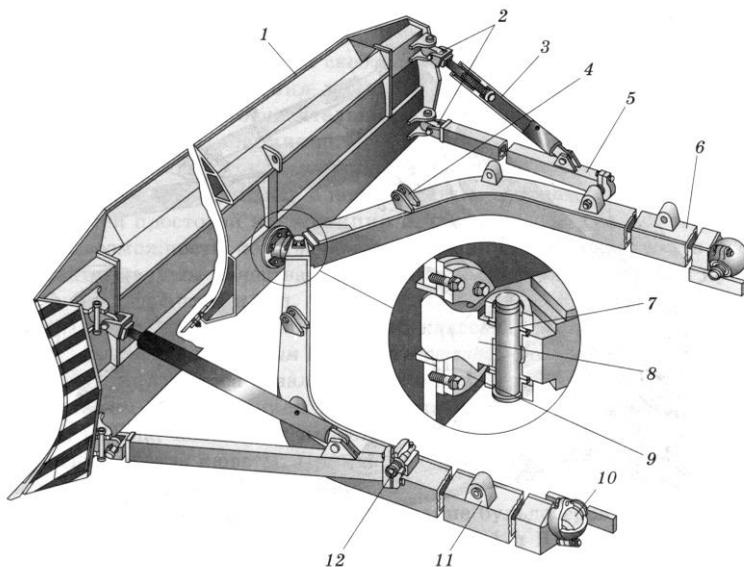


Рисунок 3.5 – Бульдозерное оборудование с поворотным отвалом:
 1 – отвал; 2 – крестовины; 3 – раскос; 4 – кронштейн; 5 – толкатель;
 6 – рама; 7 – палец; 8, 10, 11, 12 – опоры; 9 – гнездо

Легкие бульдозеры монтируют на узкой U-образной раме, лонжероны которой проходят между гусеничными тележками и рамой трактора.

Следует отметить, что в большинстве современных моделей бульдозеров управление положением отвала полностью гидрофицировано и осуществляется из кабины машиниста. С помощью гидроцилиндров производятся подъем и принудительные опускание отвала, поворот в плане, поперечный двухсторонний перекоп, изменение угла резания ножей, а также устанавливаются плавающее и фиксированное положения отвала.

Способность поворотных бульдозеров осуществлять «косое» резание и перемещать грунт в сторону находит широкое применение при засыпке траншей и рвов, а также для очистки строительных площадок и дорог, в том числе от снега.

В связи с возможностью реализации «косого» резания ширина (длина) поворотного отвала $B_{пов}$ значительно больше, чем неповоротного $B_{неп}$:

$$B_{пов} = (1,30 \dots 1,35) B_{неп} \quad (3.1)$$

Поэтому бульдозеры с поворотным отвалом развивают меньшее удельное усилие резания (при одинаковом тяговом усилии базового трактора).

Колесные бульдозеры базируются на пневмоколесных тракторах или специальных шасси. Бульдозеры тягового класса 1,4 устанавливают на тракторах типа МТЗ-80.1/82.1 и 1021 и используют для планировочных работ на грунтах I и II категорий. Как правило, эти колесные тракторы, помимо отвала, оснащают и другими видами оборудования, например, одноковшовыми экскаваторами, погрузчиками, цепными траншеекопателями и др. Облегченное бульдозерное оборудование для этих машин выпускают как с неповоротным, так и с поворотным отвалом (рисунок 3.6).

Оно имеет ограниченные возможности по сравнению с гусеничными тракторами. В приведенной конструктивной схеме колесного бульдозера с поворотным отвалом для управления положением отвала 1 в режиме подъем – опускание используют один гидроцилиндр 2, подсоединенный к гидросистеме трактора. Поворот отвала в плане производят вручную и фиксируют гидроцилиндром 7 и винтовой тягой 9. Перекос отвала не предусмотрен.

К колесным бульдозерам относят также жестковальцевые бульдозеры-уплотнители, которые применяют как для земляных работ, так и для коммунальных (для сбора и уплотнения отходов).

Бульдозеры-рыхлители (рисунок 3.7) служат для рыхления мерзлых грунтов и пород, которые не могут разрабатываться экскаваторами, бульдозерами, скреперами и другими машинами для земляных работ, которые имеют весьма ограниченные возможности, о чем свидетельствуют данные таблицы 3.2. Кроме того, их используют для удаления из грунта корней, остатков пней и камней после работы корчевателя, а также для разрушения старых дорожных покрытий при ремонте дорог.

В большинстве случаев применяют бульдозерно-рыхлительные агрегаты, устанавливая на трактор или тягач оборудование бульдозера (или одноковшового фронтального погрузчика). Это уравнивает базовую машину, создавая лучшие условия для ее перемещения при рыхлении. В зависимости

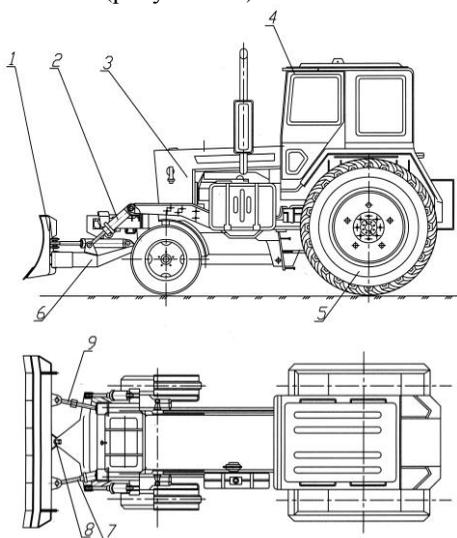


Рисунок 3.6 – Колесный бульдозер с поворотным отвалом:

- 1 – отвал; 2 – гидроцилиндр подъема-опускания отвала; 3 – силовая установка; 4 – кабина; 5 – шасси; 6 – рама; 7 – гидроцилиндр поворота отвала; 8 – шарнир; 9 – тяга

от тягового класса трактора сзади на него навешивают однозубое или многозубое рыхлительное оборудование.

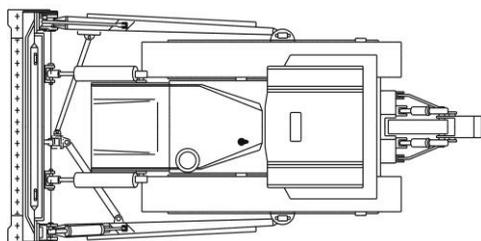
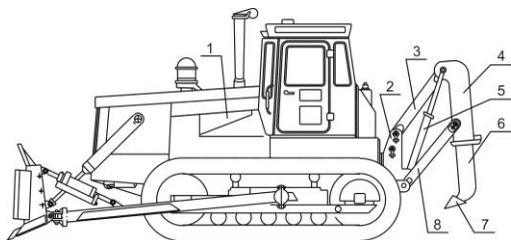


Рисунок 3.7 – Бульдозер-рыхлитель:

1 – базовый трактор; 2 – опорная рама; 3 – тяга;
4 – рабочая балка; 5 – гидроцилиндр подъема-опускания
рабочего органа; 6 – сменный зуб; 7 – наконечник зуба;
8 – нижняя рама

В типичной схеме бульдозера-рыхлителя (см. рисунок 3.7) к заднему мосту базового трактора 1 крепят на шпильках опорную раму 2, на которой внизу шарнирно установлена рама 8, а сверху – тяга 3. К тягам шарнирно прикреплена рабочая балка 4 так, что образуется параллелограммный четырехзвенник. По диагонали четырехзвенника установлены два гидроцилиндра 5 управления положением рыхлителя. В рабочей балке 4 закреплен зуб 6 прямоугольного сечения, на конце которого установлен быстросъемный наконечник 7. Выдвигая штоки гидроцилиндров, поднимают зуб

рыхлителя в верхнее положение, втягивая штоки – заглубляют зуб в грунт.

Таблица 3.2. – Удельное сопротивление грунта при копании различными машинами

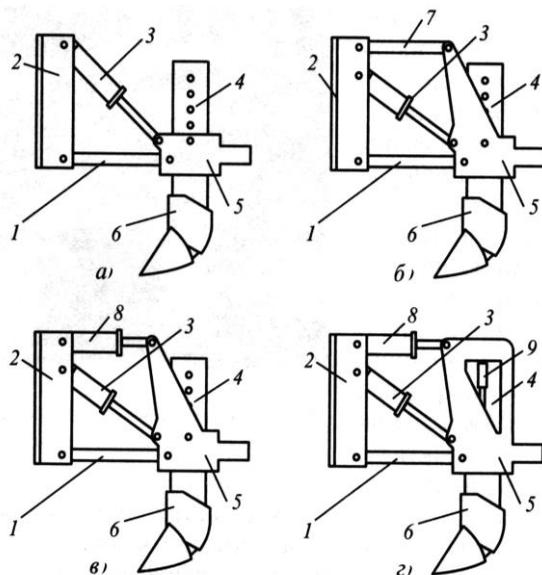
Машина	Удельное сопротивление грунта копанию, МПа
Бульдозеры и скреперы	$\leq 0,3$
Одноковшовые экскаваторы	$\leq 0,5$
Многоковшовые экскаваторы	$\leq 0,8$

Рыхлительные агрегаты имеют различные варианты подвески рамы к базовой машине. На рисунке 3.8 представлены наиболее распространенные схемы компоновки рыхлительного оборудования. Самую простую конструкцию и малую металлоемкость имеет трехзвенная (трехточечная) подвеска (рисунок 3.8, а), однако при рыхлении происходит изменение угла резания зубьев в зависимости от их заглубления, что вызывает большие радиальные нагрузки на зубья.

Четырехзвенная (рисунок 3.8, б) подвеска благодаря параллелограммному механизму имеет постоянный угол резания при любом заглублении

зубьев. Это увеличивает их долговечность и позволяет рыхлить грунт даже при подъеме рабочего органа, что невозможно при трехзвенной подвеске. Схемы (рисунок 3.8, в, з), где вместо верхней тяговой рамы установлен гидроцилиндр, обеспечивающий угловые перемещения рабочей балки и зуба, применяют на тяжелых бульдозерах-рыхлителях для получения больших разрушающих усилий.

Рисунок 3.8 – Типы подвески рамы рыхлителя:
а – трехзвенная;
б, в, з – четырехзвенная;
1 – нижняя тяговая рама;
2 – опорная рама; *3* – гидроцилиндр подъема–опускания зуба; *4* – стойка зуба;
5 – рабочая балка; *6* – защитная накладка; *7* – верхняя тяговая рама; *8* – гидроцилиндр наклона рабочей балки;
9 – гидроцилиндр изменения вылета зуба



На рисунке 3.9 представлен четырехзвенный рыхлитель, который навешивают на балку заднего моста гусеничного трактора с помощью опорной рамы *1*. Верхняя тяга *2* и нижняя рама *11* шарнирно закреплены на рабочей балке *5*, образуя параллелограммную подвеску этой балки. На оси шарнира *4* закреплена головка гидроцилиндра *3*, обеспечивающего подъем и опускание балки *5*.

В гнездо балки *5* вставлен зуб рыхлителя *9*, который состоит из стойки и режущего элемента (съёмного наконечника *7*) и элементов крепления (кронштейна). Стойка крепится к балке пальцем *6*, при этом на стойке имеется три отверстия, что позволяет переставлять зуб по вертикали. В ряде случаев на зуб устанавливают уширитель *16*, который увеличивает зону разрушения грунта, снижая общее количество проходов рыхлителя. Хвостовая часть стойки зуба выше наконечника может быть защищена в пределах изогнутой части сменными защитными (противоизносными) накладками. Это увеличивает долговечность стоек, поскольку накладки после их износа можно сменить.

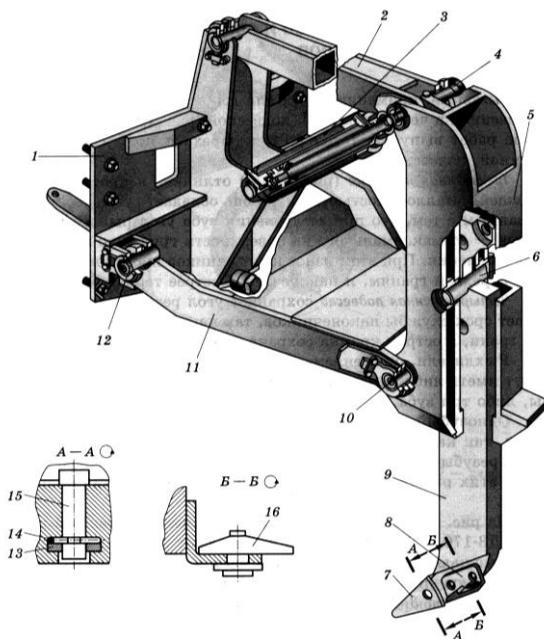


Рисунок 3.9 – Рабочее оборудование однозубого рыхлителя:
 1, 11 – рамы; 2 – тяга; 3 – гидроцилиндр; 4, 10, 12 – шарниры; 5 – балка; 6, 15 – пальцы;
 7 – наконечник; 8 – кронштейн; 9 – зуб; 13 – шайба; 14 – чека; 16 – уширитель

Работоспособность наконечников определяет производительность рыхлителей. При эксплуатации наконечники подвергаются значительным динамическим нагрузкам и абразивному изнашиванию, что обуславливает их конструктивные особенности. При разработке наконечников стремятся обеспечить их прочность при ударном нагружении в сочетании с износостойкостью и самозатачиваемостью. Они имеют клиновидную форму с плоскими режущими гранями и внутренним карманом для установки на хвостовике стойки. В ряде случаев режущую часть наконечников усиливают путем формирования ребер жесткости на передней грани, обеспечивающих жесткость режущего элемента.

Рыхлители осуществляют подготовительные работы, поэтому их маркируют индексом ДП, за которым следует цифра порядкового номера модели и буквы, обозначающие очередную модернизацию и исполнение оборудования. Имеется два варианта маркировки рыхлителей. Если базовой машиной является трактор, то рыхлительное оборудование маркируют упомянутым выше методом, например, ДП-29АХЛ. Если же базовой машиной является бульдозер (имеющий собственную маркировку), тогда в обозначении машины должна быть двойная индексация, например, ДЗ-126А (ДП-9С).

Бульдозеры-погрузчики легкого типа (рисунок 3.10) устанавливают в основном на пневмоколесных тракторах (типа МТЗ-80.1/82.1 и 1021 и др.). Бульдозерно-погрузочное оборудование включает отвал 2 (или ковш 1), установленный на стреле 8 с помощью устройства 4, два рычага 6 и две тяги 5, две продольные тяги 15 с кронштейнами 13, поперечную связь 16, а также два гидроцилиндра управления 7 рабочим органом и два гидроцилиндра 10 управления стрелой.

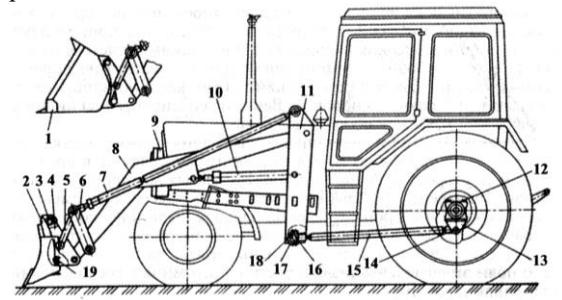


Рисунок 3.10 – Колесный бульдозер-погрузчик:

1 – ковш; 2 – отвал; 3, 14, 19 – пальцы; 4 – устройство для быстрой смены рабочего оборудования; 5 – тяга; 6 – рычаг; 7 – гидроцилиндр управления отвалом; 8 – стрела; 9 – буфер; 10 – гидроцилиндр управления стрелой; 11 – рама; 12, 17 – узлы крепления; 13 – кронштейн; 15 – продольная тяга; 16 – поперечная связь; 18 – бугель-кронштейн

Для установки рабочего оборудования на базовый трактор отвал 2 (и ковш 1) имеет два вертикальных листовых кронштейна, приваренные сзади к его листовой коробке. В кронштейнах имеются узлы крепления (крючки и втулки), обеспечивающие быструю установку отвала на устройство 4, которое также имеет два вертикальных кронштейна, связанные в нижней части трубой, с устройствами крепления.

Как правило, бульдозер-погрузчик оснащают сменным рабочим оборудованием, в том числе ковшами различной вместимости для различных материалов, грузовыми вилами, монтажным крюком, челюстным захватом и др., значительно расширяющими его технологические возможности.

Помимо легких бульдозеров, для широкомасштабных земляных работ используют тяжелые и сверхтяжелые неповоротные бульдозеры на базе серийных колесных тракторов и специальных двухосных полноприводных шасси. На рисунке 3.11 приведена схема бульдозера модели БелАЗ-7823.

Его применяют для разработки грунтов I–III категории и грунтов IV категории с предварительным рыхлением. Он имеет шарнирно-сочлененную раму, которая состоит из передней и задней полурам, соединенных шарниром. На передней полураме установлен ведущий передний мост 3 и смонтировано рабочее оборудование 4. На задней полураме размещены силовая установка 1, задний мост 6 на балансирной подвеске с углом качания в попереч-

ной плоскости $\pm 12^\circ$, кабина 2 и др. Рабочее оборудование бульдозера состоит из поперечной и продольных балок 5, рычага с серьгой, гидроцилиндров поворота и перекоса отвала, гидроцилиндра подъема отвала.

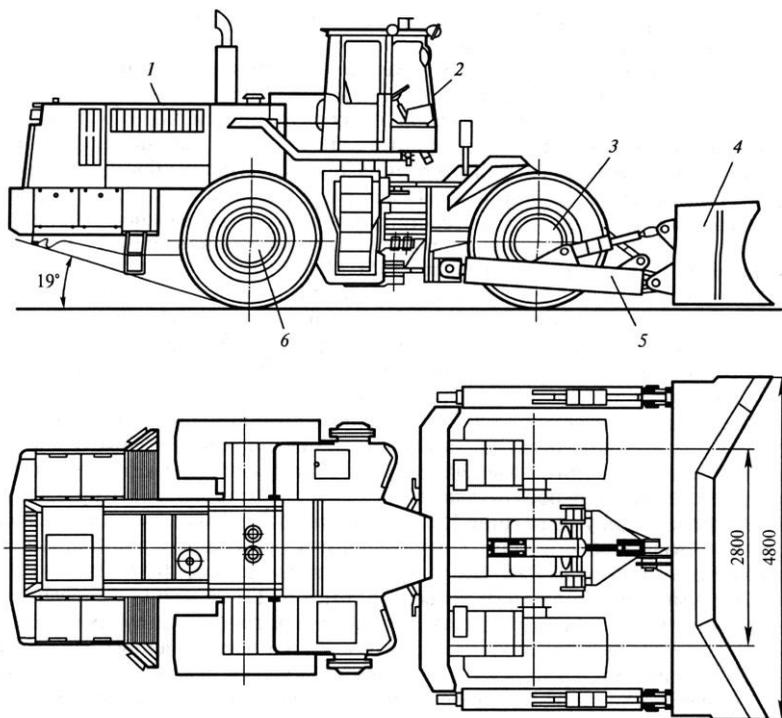


Рисунок 3.11 – Колесный бульдозер БелАЗ-7823:

1 – силовая установка; 2 – кабина; 3 – передний мост; 4 – отвал; 5 – продольная балка;
6 – задний мост

Трансмиссия содержит коробку отбора мощности с гидротрансформатором и два однотипных ведущих моста, каждый из которых включает главную передачу с дифференциалом и планетарные бортовые редукторы. Система привода рабочего оборудования, рулевого управления и тормозов содержит гидрообъемное силовое оборудование (аксиально-поршневые насосы и гидроцилиндры), гидроаппаратуру (распределители, предохранительные клапаны и др.), гидрелинии (трубопроводы, рукава высокого давления, соединительную арматуру) и устройства для кондиционирования рабочей жидкости (фильтры, бак и др.).

Рабочее оборудование. Отвал бульдозера представляет собой объемную металлическую конструкцию, сваренную из лобового листа полукруглого профиля, с верхним и нижним задними поясами жесткости (они образуют

листовые коробки). Сверху к отвалу приварен козырек, препятствующий пересыпанию грунта через верхнюю кромку отвала и улучшающий формирование призмы волочения. Козырек также имеет ребра жесткости. В нижней части лобовой лист образует усиленную подножечную плиту, на которой спереди крепят съемные двухлезвийные режущие ножи с наплавленным износостойким сплавом. Торцы отвала закрыты боковыми щеками.

Ножи обычно выполняют из нескольких секций. Их передние рабочие кромки расположены, как правило, в одной горизонтальной плоскости. При копании мерзлых грунтов среднюю секцию ножей делают выступающей вперед, связывая ее длину b с шириной отвала ($b = 0,3B$).

Неповоротные бульдозеры снабжают сменными отвалами различной формы в зависимости от вида работ и категории грунта. Довольно широкая гамма отвалов объясняется широким спектром различных работ (земляных, коммунальных, строительных, дорожных и др.). Их используют при разработке грунтов и насыпных материалов, перемещения горных пород и крупнообломочных грунтов, очистки дорог и улиц от смета и снега.

На рисунке 3.12 представлены некоторые типы отвалов различного назначения, в частности, прямой, полусферический и сферический. Прямой простой отвал (см. рисунок 3.12, поз. 2) используют на различных бульдозерных работах, но с наибольшей эффективностью – для разработки нормальных и крепких грунтов. Он имеет наибольшие тяговые характеристики на режущей кромке, что обеспечивает быстрое заглупление и наполнение отвала.

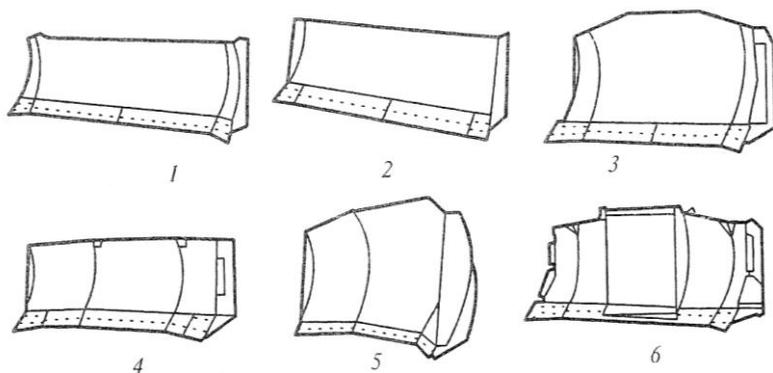


Рисунок 3.12 – Типы бульдозерных отвалов:

- 1 – прямой поворотный; 2 – прямой неповоротный; 3 – полусферический; 4 – сферический; 5 – сферический для сыпучих материалов; 6 – с толкающей плитой

Сферический отвал (см. рисунок 3.12, поз. 4) применяют для разработки мягких грунтов. Он сварен из трех секций – центральной и двух боковых с цилиндрической поверхностью, расположенных под углом 15° (в плане) к

центральной секции и выступающих вперед, за счет чего отвал обладает большой накопительной способностью – объем транспортируемого грунта увеличивается на 20–25 %.

Полусферический отвал (см. рисунок 3.12, поз. 3) отличается от сферического соотношением размеров секций. По накопительной способности он занимает промежуточное положение между сферическим и прямым отвалами.

Сферический отвал увеличенной (на 30–70 %) вместимости (см. рисунок 3.12, поз. 5) используют для транспортирования легких материалов, включая снег, уголь, торф и др.

Короткий прямой отвал (см. рисунок 3.12, поз. 6) применяют в качестве буфера на гусеничных тракторах, которые толкают скреперы для повышения их производительности. Отвал снабжен центральной усиленной плитой, защищенной резиновой подушкой, которая смягчает удар о буферное устройство скрепера.

Бульдозеры снабжают **дополнительным оборудованием**. Отвал бульдозера может быть оснащен боковыми щитками, боковыми ножами и подвижными боковыми зубьями. Для работы в плотных грунтах его снабжают одним передним и двумя задними зубьями.

Для взламывания асфальта применяют отвалы с киркой в средней части. Для разработки мерзлых грунтов используют отвалы с гребенчатыми ножами или зубьями.

Для одновременной планировки откосов и их подошвы отвал оснащают наклонной наставкой (с жестким или шарнирным соединением с основным отвалом). Если наставка имеет соответствующий профиль и установлена в средней части отвала, то она позволяет очищать и планировать канавы. Для перемещения грунта от стен зданий используют отвальную приставку (при движении задним ходом).

Кроме того, в средней части отвала устанавливают кусторезные ножи, грузовые вилы и подъемные крюки.

Рамы гусеничных тракторов имеют два варианта конструктивного решения: во-первых, конструкция рамного типа, сваренная целиком из стального проката (листов, швеллеров, двутавров и др.), и, во-вторых, конструкция, состоящая из корпуса ходовой трансмиссии и приваренной к ней передней полурамы.

К раме первого типа крепятся элементы подвески трактора, соединяющие раму с осями опорных катков, которые передают через гусеничные цепи нагрузку от бульдозера на опорную поверхность.

В гусеничных тракторах в основном используют эластичную (упругую) и полужесткую (тележечного типа) ходовые части. Эластичная ходовая часть обеспечивает большие плавность хода и скорость движения трактора, тележечная – воспринимает большие внешние нагрузки и обеспечивает лучшие точность управления и качество работ при агрегатировании с бульдозером.

В упругих подвесках соединение опорных катков с рамой позволяет каткам перемещаться относительно друг друга и рамы в вертикальной плоскости.

В полужестких (трехточечных) подвесках оси опорных катков жестко крепятся к раме гусеничных тележек, каждая из которых соединена с рамой трактора: сзади – жестким шарниром, спереди – упругим элементом. Благодаря этому каждая тележка независимо друг от друга может качаться в вертикальной плоскости в пределах допустимой деформации переднего упругого элемента относительно оси заднего шарнира. Это обеспечивает равномерное распределение давления от силы тяжести бульдозера и увеличенные сцепные характеристики движителя. На рисунке 3.13 представлена конструктивная схема тележки трактора с полужесткой трехточечной подвеской.

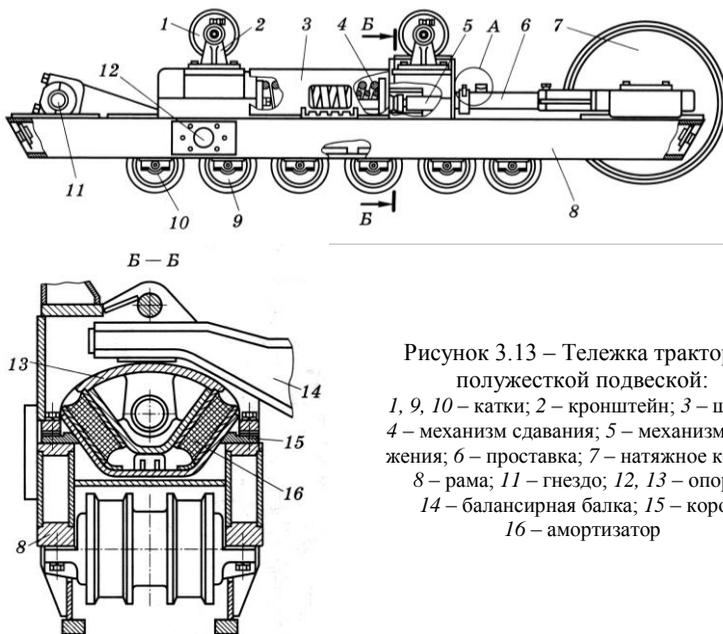


Рисунок 3.13 – Тележка трактора с полужесткой подвеской:

- 1, 9, 10 – катки; 2 – кронштейн; 3 – щиток;
- 4 – механизм сдвояния; 5 – механизм натяжения; 6 – проставка; 7 – натяжное колесо;
- 8 – рама; 11 – гнездо; 12, 13 – опоры;
- 14 – баланси́рная балка; 15 – короб;
- 16 – амортизатор

Подвеска состоит из двух гусеничных тележек, размещенных на оси бортовых редукторов, и баланси́рной балки 14, которая опирается на тележки через резиновые амортизаторы. Каждая тележка имеет шесть – семь опорных катков 9, 10, два поддерживающих катка 1, амортизационно-натяжной механизм и натяжное колесо 7. Рама 8 тракторной тележки состоит из двух продольных лонжеронов коробчатого сечения, соединенных поперечными связями. В задней части рамы имеется гнездо 11 для концевой подшипника бортового редуктора с ведущей звездочкой. Внутри рамы к лонжеронам прикреплен короб 15, в котором на амортизаторах 16 установлена опора 13 для баланси́рной балки 14 рамы. Снаружи к лонжерону те-

лежки приварена опора 12 для установки кронштейна для толкающего бруса бульдозера. Амортизационно-натяжной механизм включает гидроцилиндр механизма натяжения 5 и механизм сдвигания 4. Опоры натяжного колеса 7 через проставку 6 связаны со штоком гидроцилиндра, который обеспечивает натяжение гусеницы.

Рама колесных тракторов также имеют несколько вариантов конструктивного решения, в том числе безрамный и рамный остовы.

У тракторов типа МТЗ-82 остовом, на котором монтируются узлы и агрегаты, является блок картеров двигателя и трансмиссии с прикрепленным к нему подрамником.

Рама колесного трактора (рисунок 3.14) тяжелого бульдозера является шарнирно-сочлененной. Она состоит из двух полурам 5 и 8, соединенных двойным шарниром 6, с помощью которого полурамы имеют возможность поворачиваться одна относительно другой в горизонтальной (на угол $\pm 30^\circ$) и вертикальной (на угол $\pm 20^\circ$) плоскостях при помощи рулевых гидроцилиндров. Обе полурамы оснащают одинаковыми ведущими мостами 2 и 3. Обе полурамы оснащают одинаковыми ведущими мостами 2 и 3.

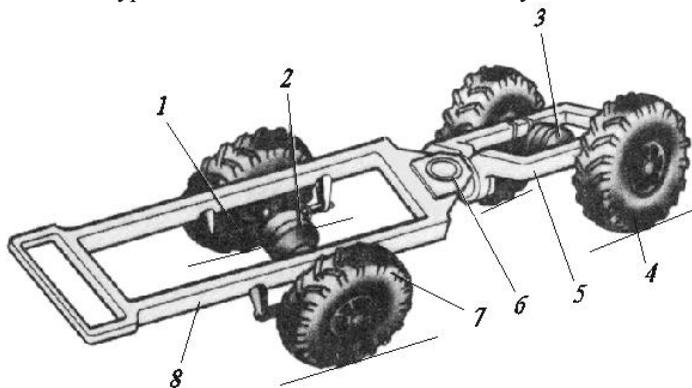


Рисунок 3.14 – Рама колесного трактора:

1 – подвеска; 2, 3 – передний и задний мосты; 4, 7 – передние и задние колеса; 5, 8 – передняя и задняя полурамы; 6 – двойной шарнир

На передней полураме устанавливают бульдозерное оборудование с системой управления его положением, на задней полураме – двигатель с ходовой трансмиссией и кабину. Для обеспечения поперечной устойчивости машины заднюю полураму шарнирно крепят к заднему ведущему мосту в одной точке.

На бульдозерах устанавливают дизельные двигатели с частотой вращения коленчатого вала 1800–2000 мин⁻¹ и увеличенным крутящим моментом. Они обеспечивают эффективную разработку грунтов I–IV категорий на невысоких скоростях. Ходовые трансмиссии бульдозеров могут быть механи-

ческими, дизель-электрическими и гидромеханическими с гидродинамическим и гидрообъемным компонентами.

Система управления. Управление рабочим органом производится с помощью объемного гидропривода, который состоит из насоса, исполнительных гидроцилиндров, распределительных устройств (гидрораспределителя и клапанной аппаратуры) и вспомогательных устройств (бака с рабочей жидкостью, фильтра и гидролиний).

Используют следующие разновидности привода:

1) универсальный гидропривод – насос приводят от вала отбора мощности трактора; при этом насос, бак и распределитель комплектуют в единую конструкцию и устанавливают сзади трактора;

2) раздельно-агрегатный привод – насос приводят от коленчатого вала трактора; все агрегаты устанавливают раздельно.

На рисунке 3.15 представлена типичная схема гидросистемы управления неповоротным отвалом бульдозера с раздельно-агрегатным приводом. Насос применяют обычно шестеренный. С его помощью рабочую жидкость из бака 3 по напорной линии 5 к гидрораспределителю 13, который состоит из трех золотников 14 предохранительного клапана 15.

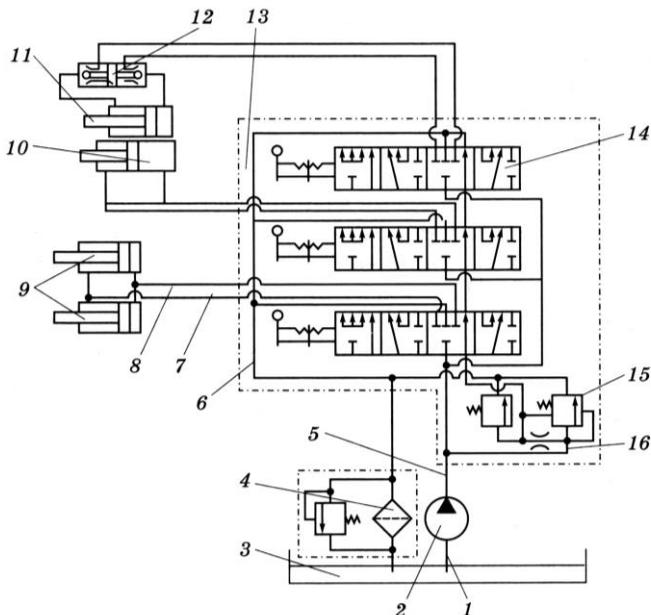


Рисунок 3.15 – Гидросхема управления рабочим оборудованием бульдозера:

- 1, 5, 6, 7, 8, 16 – гидролинии; 2 – насос; 3 – бак с рабочей жидкостью; 4 – фильтр;
 9 – гидроцилиндры подъема-опускания отвала; 10 – гидроцилиндр управления рыхлителем;
 11 – гидрораскос; 12 – гидрозамок; 13 – гидрораспределитель; 14 – золотник; 15 – гидроклапан

При нейтральном положении (показанном на рисунке 3.15) входы напорной линии в золотники заперты, давление рабочей жидкости в гидролинии 16 возрастает, она через клапан 15 проходит в гидролинию 6 и сливается через фильтр 4 в бак 3. Если необходимо заглубить отвал, нижний золотник устанавливают в правое положение, линия 5 соединяется с выходной линией 7, в результате чего жидкость попадает в поршневые полости гидроцилиндров 9 и выдвигает штоки, обеспечивая заглубление отвала.

При необходимости фиксации положения перекоса отвала используют гидрозамок 12, запирающий выход жидкости из гидроцилиндров.

Современные бульдозеры оснащают системами автоматического управления положением отвала, учитывающими особенности технологии работ и рельефа обрабатываемого участка. Для повышения производительности и обеспечения высокого качества планировочных и отделочных работ используют систему типа «Комбиплан-10ЛП» с лазерным контролем (рисунок 3.16), которая состоит из пульта управления 1, установленного в кабине, преобразователей положений отвала 4 и 7, ФПУ 5 с механизмом вертикального перемещения 6, гидрораспределителей 3, лазерного излучателя 8 и батареи 9. Преобразователь углового положения 4 установлен на толкающем бруске, а преобразователь поперечного положения 7 – на отвале.

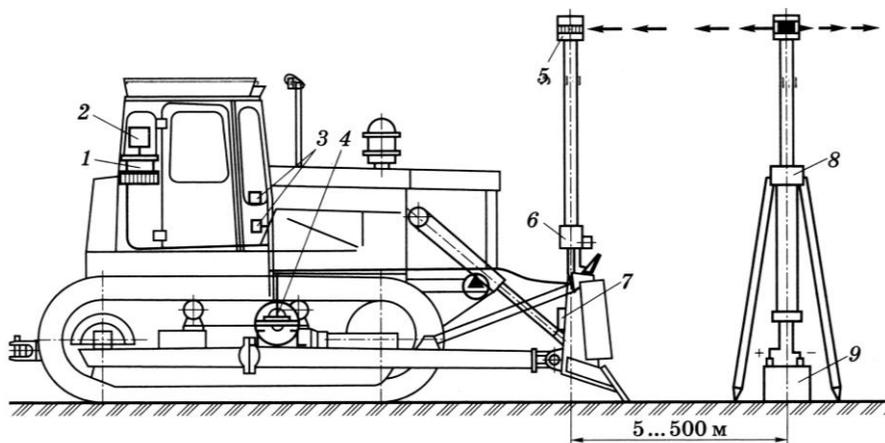


Рисунок 3.16 – Система лазерного контроля планировочных работ бульдозером:
 1 – пульт управления; 2 – кабина; 3 – гидрораспределители; 4 – преобразователь углового положения отвала; 5 – фотоприемное устройство (ФПУ); 6 – механизм для перемещения ФПУ;
 7 – преобразователь поперечного положения отвала; 8 – лазерный излучатель;
 9 – аккумуляторная батарея

Эта система позволяет изменять и стабилизировать положение отвала с помощью упомянутой лазерной системы. Начальная глубина резания задается из кабины путем установки ФПУ на требуемую высоту при помощи механизма 6. ФПУ контролирует положение отвала относительно опорной оптической плоскости, которую создает лазерный излучатель 8. При смещении ФПУ от оптической плоскости (например, при проходе машины по неровностям) в гидросистеме бульдозера подается команда необходимому гидрораспределителю 3 для восстановления требуемого положения отвала, воздействуя на гидроцилиндры подъема-опускания и перекоса. Как правило, автоматический режим используют на заключительной стадии планировки.

Данная система позволяет также управлять работой нескольких бульдозеров, используя один лазерный нивелир, создающий несколько лазерных плоскостей.

3.2 Определение основных параметров

Параметры бульдозера. К основным параметрам бульдозера относятся номинальное тяговое усилие, эксплуатационная сила тяжести, среднее статическое давление, положение центра давления, удельное напорное усилие, вертикальное давление на режущей кромке и др.

Главным параметром гусеничного бульдозера является его номинальное тяговое усилие, т. е. усилие, развиваемое трактором с бульдозерным оборудованием на скорости 2,5–3,0 км/ч при буксовании не более 7 %.

На практике номинальное тяговое усилие (кН) определяют по сцеплению

$$T_n = \varphi_{\text{сц}} G_{\text{сц}}, \quad (3.2)$$

где $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления базового (промышленного) трактора,

$$\varphi_{\text{сц}} = \begin{cases} 0,90 & \text{– для гусеничного,} \\ 0,60 & \text{– для колесного трактора;} \end{cases}$$

$G_{\text{сц}}$ – сцепная сила тяжести бульдозера, кН.

Если на базовый трактор навешено только бульдозерное оборудование, его сцепная сила тяжести

$$G_{\text{сц}} = (1,17 \dots 1,22) G_{\text{нб}}^{\text{б}},$$

где $G_{\text{сц}}^{\text{т}}$ – сцепная сила тяжести базового трактора без навесного оборудования, кН.

Напомним, что сцепная сила тяжести гусеничного и полноприводного колесного трактора равна его эксплуатационной силе тяжести. Сцепная сила тяжести колесного трактора при наличии одного ведущего моста составляет примерно половину эксплуатационной силы тяжести трактора.

Если двигатель базового трактора не может обеспечить максимального тягового усилия по сцеплению, T_n (кН) определяют по формуле

$$T_n = 3,6\eta_t N / v_p, \quad (3.3)$$

где η_t – КПД трансмиссии,

$$\eta_t = \begin{cases} 0,83 \dots 0,86 & \text{– механической;} \\ 0,73 \dots 0,78 & \text{– гидромеханической;} \end{cases}$$

N – мощность двигателя трактора, кВт;

v_p – рабочая скорость трактора, км/ч,

$$v_p = \begin{cases} 2,5 \dots 6,0 & \text{– для гусеничных;} \\ 3,5 \dots 8,0 & \text{– для колесных.} \end{cases}$$

Скорость обратного хода составляет 6–7 км/ч для гусеничных и 8–15 км/ч для колесных тракторов.

Среднее статическое давление (кПа) бульдозера на грунт

$$q_{ст} = G_б / F_{оп}, \quad (3.4)$$

где $G_б$ – сила тяжести бульдозера, кН;

$F_{оп}$ – площадь опорной поверхности движителей:
для гусеничного бульдозера

$$F_{оп} = 2L_т b_т,$$

где $L_т$ – длина опорной поверхности гусеницы, м;

$b_т$ – ширина гусеницы, м;

для колесного бульдозера

$$F_{оп} = n_k F_{от},$$

где n_k – число колес;

$F_{от}$ – площадь отпечатка колеса на грунте, м².

Положение центра давления гусеничного бульдозера (точки приложения равнодействующей силы всех нормальных реакций грунта на гусеничный движитель) определяют для следующих случаев (без уклона поверхности) (рисунок 3.17):

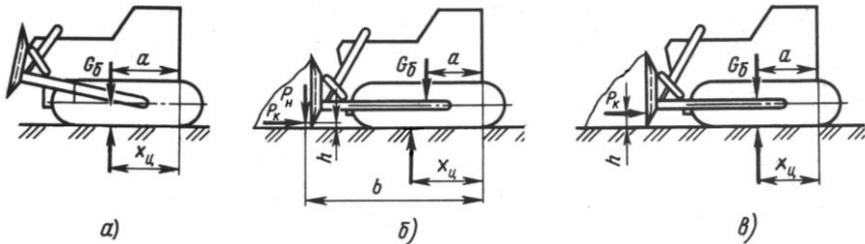


Рисунок 3.17 – Схемы к определению координат центра давления бульдозера

- а) бульдозер стоит на опорной поверхности с поднятым отвалом;
- б) бульдозер срезает грунт слоем максимальной толщины;
- в) бульдозер транспортирует грунт в траншее с максимальным объемом призмы волочения.

Положение центра давления определяют по формуле

$$x_{ц} = \frac{G_{б}a + P_{н}b - P_{к}h}{G_{б} + P_{н}}, \quad (3.5)$$

где a – расстояние от центра тяжести бульдозера до оси ведущей звездочки, м;
 b – расстояние от точки приложенной результирующей силы сопротивления грунта копанию до оси ведущей звездочки, м;

$P_{к}, P_{н}$ – касательная и нормальная составляющие сопротивления грунта копанию, Н ($P_{н} = 0,3P_{к}$);

h – высота точки приложения сил сопротивления грунта на отвале, м,

$$h = \begin{cases} 0,17H & \text{– для связных грунтов,} \\ 0,27H & \text{– для несвязных грунтов,} \end{cases}$$

H – высота отвала, м.

Положение центра давления характеризует эффективность использования тягово-сцепных характеристик трактора. Наибольший эффект достигается при выполнении условия

$$x_{ц} < 0,67L_{г}. \quad (3.6)$$

Можно воспользоваться и другим вариантом условия: смещение центра давления от середины опорной поверхности гусениц не должно превышать $1/6$ длины гусеницы.

Для бульдозера на колесном движителе нагрузку на передние и задние колеса определяют из суммы моментов сил, действующих на бульдозер, относительно точек на грунте, соответствующих задней и передней оси колес.

Параметры отвала. К основным параметрам отвала относятся его ширина и высота, а также углы, характеризующие положение отвала в пространстве по отношению к разрабатываемому грунту (рисунок 3.18):

1) H – высота отвала, м (зависит от силы тяги T для средних грунтовых условий) (таблица 3.3).

Таблица 3.3 – Высота отвала для средних грунтовых условий

Тяговое усилие, кН	40	60	100	150	250	350
H , м	0,70–0,75	0,8–0,9	0,9–1,1	1,1–1,2	1,2–1,3	1,3–1,4

Высоту отвала, мм, можно также оценить по эмпирическим зависимостям, связывающим ее с тяговой характеристикой T (кН) базового трактора:

$$H_{\text{неп}} = 500\sqrt[3]{0,1T} - 0,5T - \text{для неповоротного отвала}, \quad (3.7)$$

$$H_{\text{пов}} = 450\sqrt[3]{0,1T} - 0,5T - \text{для поворотного отвала}; \quad (3.8)$$

2) B – ширина (длина) отвала, м,

$$B_{\text{неп}} = (2,8 \dots 3,0)H_{\text{неп}} - \text{для неповоротного отвала}, \quad (3.9)$$

$$B_{\text{пов}} = (1,3 \dots 1,35)B_{\text{неп}} - \text{для поворотного отвала}. \quad (3.10)$$

При этом $B = B_{\text{тр}} + 0,2$, м,

где $B_{\text{тр}}$ – ширина базового трактора;

3) H_k – высота козырька, м,

$$H_k = (0,1 \dots 0,25)H; \quad (3.11)$$

4) другие параметры:

r – радиус кривизны, м;

α – угол резания, град;

ε – угол наклона отвала, град;

ψ_k – угол установки козырька, град;

ψ_o – угол опрокидывания (на рисунке 3.18 не показан);

β – угол заострения (на рисунке 3.18 не показан).

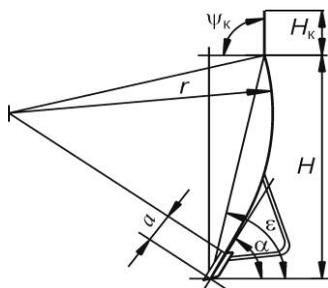


Рисунок 3.18 – Расчетная схема отвала:

H – высота отвала; H_k – высота козырька;

r – радиус кривизны; a – длина ножа;

α – угол резания; ε – угол наклона отвала;

ψ_k – угол установки козырька

Угол наклона отвала ϵ формирует призму волочения. При малом ϵ грунт пересыпается через отвал, при большом – ухудшаются условия подъема грунта вверх по отвалу.

Угол заострения β определяет характер изменения давления ножа на грунт по мере его затупления. При малых значениях β режущая кромка ножа быстро затупляется.

Радиус кривизны r криволинейной поверхности обеспечивает переваливание грунта перед отвалом, чтобы исключить потери грунта через отвал.

Эти параметры имеют оптимальные значения, представленные в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Параметры поворотного и неповоротного отвалов бульдозера

Параметр	Отвал	
	неповоротный	поворотный
Угол резания α , град	50–60	50–60
Угол наклона отвала ϵ , град	75	75
Угол опрокидывания ψ_0 , град	70–75	60–75
Угол установки козырька $\psi_{кз}$, град	90–100	90–100
Задний угол γ , град	10–15	10–15

Расчет системы управления отвалом. К основным параметрам системы управления относятся:

- 1) усилия на штоках гидроцилиндров механизма управления отвалом (гидроцилиндр поворота и изменения угла резания не учитываются);
- 2) скорости их передвижения;
- 3) рабочее давление жидкости;
- 4) расход жидкости;
- 5) КПД.

Усилия в гидроцилиндрах механизма управления отвалом определяют в двух положениях (рисунок 3.19):

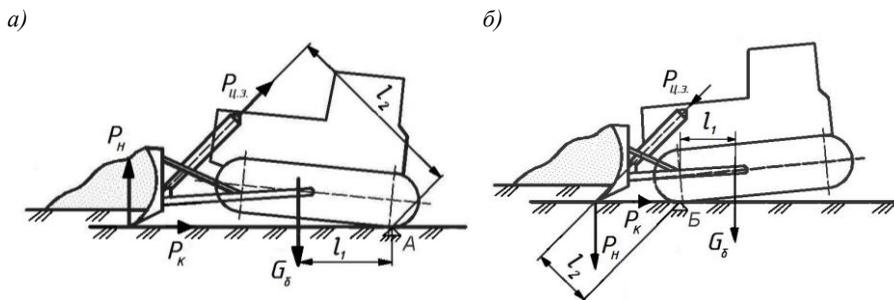


Рисунок 3.19 – Схемы к определению нагрузок на бульдозер:
а – при заглублении; б – при выглублении

1) при заглублении – из условия равновесия трактора относительно задней кромки опорной поверхности гусениц – точки А (или оси задних колес колесных бульдозеров);

2) при выглублении – из условия равновесия относительно передней кромки опорной поверхности гусениц – точки Б (или оси передних колес колесных бульдозеров).

Для определения сил, возникающих в гидроцилиндрах при заглублении $P_{ц.з}$ и выглублении $P_{ц.в}$, используют формулу

$$P_{ц.и} = \frac{l_1}{l_2} G_6. \quad (3.12)$$

В статических расчетах проверяется общая устойчивость машины. Она определяется, как правило, при движении:

1) под уклон с заданной скоростью при внезапной остановке машины вследствие встречи отвала с непреодолимым препятствием или резкого торможения;

2) на подъем;

3) по косогору с поперечным углом наклона, а также на закруглениях дороги.

Составляют уравнение равновесия и с учетом коэффициента запаса устойчивости ($K_{уст} \geq 1,2$) определяют допускаемую скорость при движении под уклон, угол уклона при движении на подъем, а также угол поперечного уклона по условию сцепления движителя с опорной поверхностью.

Для расчета прочности отдельных элементов рабочего оборудования (отвала, толкающих брусьев и др.) необходимо определить наибольшие усилия, которые возникают при эксплуатации бульдозера. При этом различным элементам соответствуют различные опасные положения рабочего оборудования. В связи с этим рассматривают пять основных расчетных положений. Как правило, они реализуются при наезде отвала на препятствие (рисунок 3.20):

а) при упоре отвала в средней части (проверка прочности отвала);

б) при упоре в край отвала (проверка прочности толкающих брусьев, раскосов и подкосов).

Основные расчетные положения обуславливают наиболее опасные нагрузки, действующие на элементы рабочего оборудования бульдозера с неповоротным отвалом. К ним относятся:

1 Бульдозер при прямолинейном движении внезапно упирается средней точкой отвала в непреодолимое препятствие, гидроцилиндры заперты.

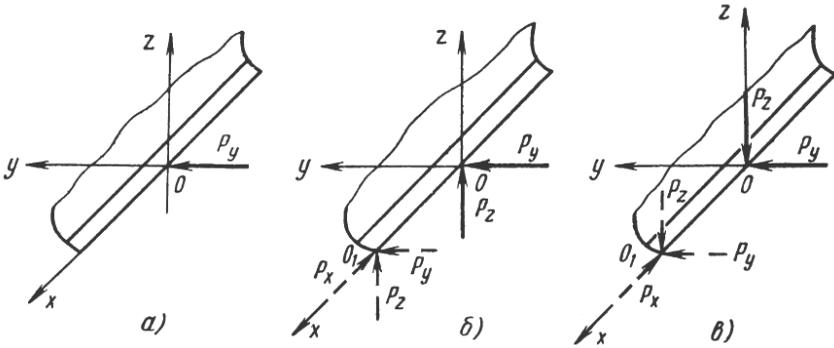


Рисунок 3.20 – Силовые схемы при расчетах на прочность бульдозерного оборудования

Принимают, что на кромку ножа отвала (в точке O) (рисунок 3.20, a) действует горизонтальное усилие (H), состоящее из статического и динамического компонентов:

$$E_0 = \varphi_{\max} G_{\text{сц}} + v_p \sqrt{N_{\text{гд}} m_0}, \quad (3.13)$$

где φ_{\max} – максимальная величина коэффициента сцепления, $\varphi_{\max} = 0,90 \dots 0,95$;

v_p – рабочая скорость бульдозера, м/с;

$C_{\text{пр}}$ – приведенная жесткость рабочего оборудования и препятствия, Н/м,

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2},$$

C_1 – жесткость бульдозерного оборудования, Н/м, численно $C_1 \approx 0,1 G_0$ (G_0 , Н);

C_2 – жесткость препятствия, $C_2 = (10 \dots 20) \cdot 10^3$ кН/м;

m_0 – масса бульдозера, кг,

$$m_0 = G_0 / g.$$

2 Бульдозер при прямолинейном движении на горизонтальной поверхности заглабливает отвал в грунт, гидроцилиндры вывешивают машину на средней точке отвала и развивают усилие, способное опрокинуть бульдозер вокруг задней кромки опорной поверхности гусениц.

Принимают, что на кромку ножа (в точке O) действуют горизонтальное P_y и вертикальное P_z усилия (рисунок 3.20, b).

Горизонтальное усилие (H) определяют по формуле

$$D_{\delta} = \varphi_{\text{сш}} G_{\text{сб}} - D_z + v_{\delta} \sqrt{\tilde{N}_{i\delta} m_{\delta}}. \quad (3.14)$$

Вертикальное усилие

$$P_z = \frac{G_{\delta} l_1}{l_1 + l_2 + l_3}, \quad (3.15)$$

где l_1, l_2, l_3 – плечи действия сил, м: l_1 – от центра тяжести бульдозера до точки О; l_2 – от передней до задней кромки (точка О) гусениц; l_3 – от передней кромки гусениц до точки приложения силы P_z .

3 Бульдозер при прямолинейном движении на горизонтальной поверхности *заглубляет отвал* в грунт, гидроцилиндры вывешивают машину на крайней точке отвала и развивают усилие, способное опрокинуть бульдозер *вокруг задней кромки* опорной поверхности гусениц (рисунок 3.20, б, усилия показаны пунктиром).

Бульдозер развивает максимальное тяговое усилие для преодоления следующих сил сопротивления (Н) грунта, сосредоточенных в точке О':
горизонтальной

$$D_{\delta} = \varphi_{\text{max}} G_{\text{сб}} - D_z + v_{\delta} \sqrt{\tilde{N}_{i\delta} m_{\delta}}; \quad (3.16)$$

вертикальной

$$P_z = \frac{G_{\delta} l_1}{l_1 + l_2 + l_3}; \quad (3.17)$$

боковой

$$D_x = \frac{\varphi_{\text{маб}} (G_{\delta} - D_z) \hat{A}}{2(l_1 + l_2 + l_3)}. \quad (3.18)$$

4 Бульдозер при прямолинейном движении на горизонтальной поверхности *выглубляет отвал* из грунта, гидроцилиндры вывешивают машину на средней точке отвала и развивают усилие, способное опрокинуть бульдозер *вокруг передней кромки* опорной поверхности гусениц (рисунок 3.20, в).

Принимают, что на кромку ножа (в точке О) действуют горизонтальное P_y и вертикальное P_z усилия (Н).

Горизонтальное усилие

$$D_{\delta} = \varphi_{\text{max}} G_{\text{сб}} + D_z + v_{\delta} \sqrt{\tilde{N}_{i\delta} m_{\delta}}. \quad (3.19)$$

Вертикальное усилие

$$P_z = -G_{\delta} \frac{l_2}{l_3}. \quad (3.20)$$

5 Бульдозер при прямолинейном движении на горизонтальной поверхности *выглубляет отвал* из грунта, гидроцилиндры вывешивают машину на крайней точке отвала и развивают усилие, способное опрокинуть бульдозер *вокруг передней кромки* опорной поверхности гусениц (рисунок 3.20, в, усилия показаны пунктиром).

Принимают, что все усилия (Н) сосредоточены в точке O' :
горизонтальное

$$D_{\delta} = \varphi_{\max} G_{\text{сб}} + D_z + v_{\delta} \sqrt{\tilde{N}_{i\delta} m_a}; \quad (3.21)$$

вертикальное

$$P_z = -G_6 \frac{l_2}{l_3}; \quad (3.22)$$

боковое

$$P_x = \frac{\varphi_{\max} (G_6 - P_z) B}{2l_3}. \quad (3.23)$$

Если тяговое усилие по двигателю оказывается меньше тягового усилия по сцеплению, формулы (3.21) – (3.23) принимают следующий вид:

$$D_{\delta} = D_{11} + v_{\delta} \sqrt{\tilde{N}_{i\delta} m_a}, \quad (3.24)$$

где P_{01} – максимальная сила тяги по двигателю (на первой передаче), Н;

$$P_z = \frac{G_6 l_1}{l_1 + l_2 + l_3}; \quad (3.25)$$

$$P_x = -\mu \frac{G_6}{2}, \quad (3.26)$$

где μ – коэффициент трения движителя по грунту при боковом сдвиге, $\mu = 0,65 \dots 0,70$.

Для бульдозеров с поворотным отвалом все приведенные зависимости для пяти основных положений используют в расчетах при прямом резании. При косом резании проверяют прочность металлоконструкций бульдозера с нагрузкой на выступающем конце отвала, что соответствует расчетным положениям **3** и **5**.

Для расчета на прочность отдельных элементов машины и рабочего оборудования определяют силы, действующие на них, из условия равновесия бульдозера в целом или его отдельных частей.

Тяговый расчет. Необходимое тяговое усилие расходуется на преодоление нескольких видов сопротивления копанию. Отметим, что анализируется обычно самый тяжелый вариант:

- 1) бульдозер при перемещении и копании движется на подъем;
- 2) призма волочения достигает наибольшей величины.

При копании грунта его большая часть перемещается перед рабочим органом в виде фигуры, напоминающей призму (если смотреть на рабочий орган спереди). Форма этой фигуры, получившей название *призмы волочения*, определяется конфигурацией поверхности рабочего органа, траекторией движения, а также свойствами грунта.

В расчетах обычно принимают, что грунт после разрушения при резании рабочим органом превращается в среду со свойствами, которые характерны для сыпучего материала. Поэтому грунт в призме волочения рассматривают как сыпучую среду, а свободные боковые поверхности призмы образуют с горизонтом угол, равный углу естественного откоса (в условиях движения призмы).

При копании грунта *бульдозером с неповоротным отвалом* к наиболее значимым сопротивлениям относятся *сопротивления резанию* W_p и *перемещению призмы волочения грунта* $W_{пр}$, *трение грунта по отвалу* (при перемещении грунта вверх по отвалу) $W_{тр}$ и *сопротивление передвижению бульдозера* W_6 .

Сопротивление (кН) резанию

$$W_p = \kappa_p Bc, \quad (3.27)$$

где κ_p – удельное сопротивление грунта резанию, связанное с категорией трудности его разработки, кПа (таблица 3.5);

c – толщина стружки, м.

Таблица 3.5 – Характеристики грунтов

Грунт	К	ρ , т/м ³	$\kappa_{раз}$	κ_p , кПа	
				бульдозера	скрепера
Песок рыхлый, сухой	I	1,2–1,6	1,05–1,10	10–30	20–40
Песок влажный, супесь, суглинок разрыхленный	I	1,4–1,7	1,1–1,2	20–40	50–100
Суглинок, средний и мелкий гравий, легкая глина	II	1,5–1,8	1,15–1,25	60–80	90–180
Глина, плотный суглинок	III	1,6–1,9	1,2–1,3	100–160	160–300
Тяжелая глина, сланцы, суглинок со щебнем, гравием	IV	1,9–2,0	1,25–1,30	150–250	300–400
<i>Примечание: К – категория грунта; ρ – плотность грунта; $\kappa_{раз}$ – коэффициент разрыхления.</i>					

Сопротивление (кН) перемещению призмы волочения грунта перед отвалом

$$W_{\text{пр}} = (f_2 + i)G_{\text{пр}}, \quad (3.28)$$

где f_2 – коэффициент трения грунта по грунту, $f_2 = 0,4 \dots 0,8$ (меньшие значения для влажных и глинистых грунтов);

i – индекс уклона;

$G_{\text{пр}}$ – сила тяжести грунта в призме волочения, кН.

С учетом параметров отвала

$$W_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} (f_2 + i) = \rho_{\text{г}} g q_{\text{пр}} (f_2 + i) = \rho_{\text{г}} g \frac{BH^2}{2k_{\text{пр}}} (f_2 + i), \quad (3.29)$$

где $\rho_{\text{г}}$ – плотность грунта, кг/м^3 ;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

$q_{\text{пр}}$ – объем грунта в призме волочения, м^3 ;

$k_{\text{пр}}$ – коэффициент формы призмы волочения, зависящий от свойств грунта и соотношения H/B (таблица 3.6).

Таблица 3.6 – Влияние соотношения H/B на коэффициент $k_{\text{пр}}$

Несвязные грунты		Связные грунты	
H/B	$k_{\text{пр}}$	H/B	$k_{\text{пр}}$
0,15	1,10	0,15	0,70
0,30	1,15	0,30	0,80
0,35	1,20	0,35	0,75
0,40	1,30	0,40	0,90
0,45	1,50	0,45	0,95

Сопротивление (кН) от перемещения грунта вверх по отвалу

$$W_{\text{тр}} = G_{\text{пр}} f_1 \cos^2 \alpha = \rho_{\text{г}} g \frac{BH^2}{2k_{\text{пр}}} f_1 \cos^2 \alpha, \quad (3.30)$$

где f_1 – коэффициент трения грунта по стальному отвалу (см. таблицу 1.4);

α – угол резания.

На рисунке 3.21 показана схема силового взаимодействия грунта с отвалом при его перемещении вверх по отвалу.

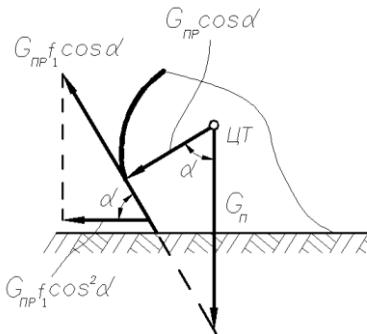


Рисунок 3.21 – Схема для определения сопротивления перемещению грунта вверх по отвалу

Сопротивление (кН) передвижению бульдозера

$$W_6 = G_6(\omega + i), \quad (3.31)$$

где G_6 – сила тяжести бульдозера, кН;
 ω – коэффициент сопротивления движению бульдозера, $\omega = 0,02 \dots 0,30$.

Итак, суммарное сопротивление (кН) перемещению бульдозера с неповоротным отвалом

$$W_{неп} = W_p + W_{пp} + W_{тр} + W_6. \quad (3.32)$$

Для бульдозера с поворотным отвалом следует учитывать возможность косога резания, т. е. поворот отвала в плане относительно продольной оси трактора на угол φ (угол между нормалью к оси машины и отвалом). В этом случае следует учитывать силу трения, возникающую при движении грунта вдоль отвала.

Сила сопротивления передвижению грунта вдоль отвала (при косом резании)

$$W_{тр}^{пов} = G_{пp} f_1 f_2 \cos \alpha = \rho_r g \frac{BH^2}{2k_{пp}} f_1 f_2 \cos \alpha. \quad (3.33)$$

Таким образом, суммарное сопротивление (кН) перемещению бульдозера с поворотным отвалом

$$W_{пов} = (W_p + W_{пp} + W_{тр}) \sin \varphi + W_6 + W_{од}^{i\hat{a}}. \quad (3.34)$$

Если тяговая характеристика не известна, то на предварительном этапе мощность силовой установки N (кВт) подбирают по суммарной силе сопротивления $W_{неп}$ или $W_{пов}$:

$$N = \frac{W v_p}{\eta_{тр}}, \quad (3.35)$$

где v_p – скорость рабочего хода, м/с;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии на первой передаче, $\eta_{тр} = 0,76$.

По суммарному сопротивлению выбирается соответствующий механизм передвижения базовой машины так, чтобы сила тяги была больше суммарного сопротивления: $T \geq W$.

3.3 Определение удельных напорных усилий и давления на режущей кромке отвала

Цель раздела – определение удельного напорного усилия и вертикального давления на режущей кромке ножей бульдозера для оценки возможностей применения бульдозеров различного тягового класса на грунтах различных категорий.

Удельное напорное усилие (кН/м) на режущей кромке ножей отвала определяют как отношение номинального тягового усилия T_n бульдозера к ширине его отвала B :

$$q_i = \frac{T_i}{B}. \quad (3.36)$$

Номинальное тяговое усилие принимают из технической характеристики машины, определяют экспериментально или оценивают по формуле (3.2).

Удельное напорное усилие гусеничных бульдозеров составляет 40–100 кН/м.

Вертикальное давление q_v характеризуют отношением максимального заглубляющего усилия на режущей кромке к площади опорной поверхности ножей. Для его оценки используют выражение

$$q_v = \frac{P_v}{F_{pk}}, \quad (3.37)$$

где P_v – наибольшее вертикальное заглубляющее усилие на режущей кромке отвала, кН;

F_{pk} – опорная площадь режущей кромки ножей отвала, м².

В таблице 3.7 приведены сведения о силовых параметрах воздействия новых ножей, обеспечивающих разработку грунтов различной прочности. По этим данным ориентировочно определяют категорию грунта, которую может разрабатывать проектируемый бульдозер.

Таблица 3.7 – Силовые параметры воздействия ножей бульдозера на грунт

Параметр	Категория грунта			
	I	II	III	IV
Удельное напорное усилие, кН/м	< 15	20–40	40–60	> 60
Вертикальное давление, МПа	< 1,0	1,2–2,0	2,5–3,5	> 3,5

Вполне очевидно, что давление существенно зависит от степени износа режущей кромки ножей бульдозера. Для новых (не затупленных) ножей вертикальное давление на режущей кромке достигает 5,0 МПа, а у бульдозеров с предельно изношенными ножами оно ниже примерно в три раза.

Для оценки вертикального давления используют схему, представленную на рисунке 3.22.

В качестве наибольшего вертикального заглубляющего усилия на режущей кромке отвала используют вертикальную составляющую силы сопротивления грунта копанью, действующую на режущую кромку при его заглублении, считая, что они равны по величине, но противоположны по направлению, т. е. $P_в = P_з$:

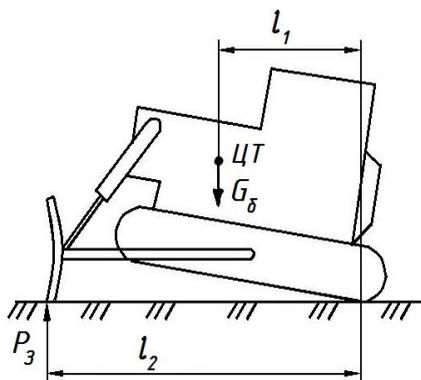


Рисунок 3.22 – Расчетная схема для определения вертикального давления

$$P_з = \frac{G_б l_1}{l_2}, \quad (3.38)$$

где $G_б$ – сила тяжести бульдозера (принимают из технической характеристики), кН;

l_1 – расстояние от задней оси до центра тяжести бульдозера, м;

l_2 – расстояние от задней оси до режущей кромки отвала, м.

Значение l_2 принимают равным габариту бульдозера по длине. Расстояние до центра тяжести l_1 считают равным половине габарита бульдозера по длине.

Опорную площадь режущей кромки ножей отвала находят из выражения

$$F_{рк} = BC \text{ или } F_{рк} = BC', \quad (3.39)$$

где C и C' – ширина опорной поверхности режущей кромки новых и изношенных ножей соответственно, м.

Для обеспечения максимального удельного напорного усилия и вертикального давления минимально возможную ширину отвала бульдозера соизмеряют с габаритами базового трактора. При этом $B = B_{тр} + 0,2$ м ($B_{тр}$ – ширина трактора).

При работе в легких условиях, например, на торфяниках, длину отвала увеличивают за счет удлинительей и открьлков.

С целью обеспечения высокого значения вертикального давления ножи чаще всего выполняют «самозатачивающимися», для чего верхнюю поверхность режущей кромки наплавляют износостойким материалом или закаливают (рисунок 3.23). В результате нижняя поверхность ножа будет изнашиваться быстрее верхней, за счет чего режущая кромка остается острой.

Повышение вертикальных давлений обеспечивает более эффективное заглубление отвала в грунт. С этой целью угол резания у бульдозеров выбирают достаточно большим (50–60°), а также оснащают отвал механизмом перекоса как в продольной, так и в поперечной плоскостях.

3.4 Определение производительности

Бульдозеры являются машинами периодического действия. Их производительность зависит от многих факторов, в том числе от вида земляных работ.

Процесс резания и перемещения грунта отвалом бульдозера является многоплановым процессом с большим числом факторов, учет которых влияет на точность оценки производительности бульдозера. Чем шире спектр учтенных факторов, тем точнее расчеты.

Для сравнения предлагаются два варианта расчета производительности бульдозера при разработке выемок, котлованов и траншей, формировании насыпей.

В первом варианте эксплуатационная производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) бульдозера

$$\Pi_3 = 3600 \kappa_{\text{в}} V_{\text{пр}} / (\kappa_{\text{р}} T_{\text{ц}}), \quad (3.40)$$

где $V_{\text{пр}}$ – объем призмы волочения, перемещаемой отвалом бульдозера за

$$\text{один цикл, } V_{\text{пр}} = \frac{BH^2}{2\kappa_{\text{пр}}}, \text{ м}^3;$$

$\kappa_{\text{р}}$ – коэффициент разрыхления грунта (таблица 3.8);

$T_{\text{ц}}$ – продолжительность рабочего цикла бульдозера, с.

Таблица 3.8 – Значения коэффициента разрыхления различных грунтов

Грунт	$\kappa_{\text{р}}$
Песок и супесь в талом состоянии	1,1–1,2
Суглинок и глина в талом состоянии	1,27–1,55
Скальный грунт и уголь	1,34–1,67
Песок и супесь в мерзлом состоянии	1,20–1,75
Суглинок и глина в мерзлом состоянии	1,75–2,0

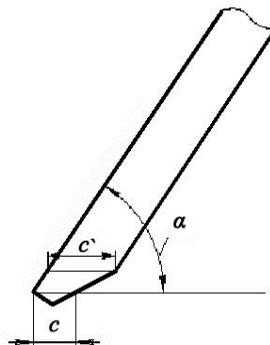


Рисунок 3.23 – Режущая кромка ножа:
C, C' – ширина опорной поверхности для новых и затупленных ножей

Продолжительность (с) рабочего цикла бульдозера

$$T_{\text{с}} = S_{\text{к}}/v_{\text{к}} + S_{\text{I}_{\text{ао}}}/v_{\text{I}_{\text{ао}}} + S_{\text{I}_{\text{о}}}/v_{\text{I}_{\text{о}}} + 2t_{\text{дв}} + t_{\text{о}} + t_{\text{I}_{\text{ао}}}, \quad (3.41)$$

где $S_{\text{к}}$ – длина пути копания при наборе призмы волочения грунта, м;
 $S_{\text{пер}}$ – длина пути перемещения призмы волочения, м;
 $S_{\text{ох}} = S_{\text{к}} + S_{\text{пер}}$ – длина пути обратного хода бульдозера, м;
 $v_{\text{к}}, v_{\text{пер}}, v_{\text{ох}}$ – скорости движения бульдозера при копании, перемещении грунта и возврате в исходное положение, м/с;
 $t_{\text{раз}}$ – среднее время, затрачиваемое на разворот, $t_{\text{раз}} = 10$ с;
 t_{yo} – время, необходимое для установки отвала за цикл, $t_{\text{yo}} = 4 \dots 5$ с;
 $t_{\text{пер}}$ – время, необходимое для переключения передач, $t_{\text{пер}} = 6 \dots 8$ с.

Средняя скорость (м/с) бульдозера при копании

$$v_{\text{к}} = \hat{\epsilon}_{\text{сд}} \eta_{\text{д}} N(1 - \delta_{\text{к}}) / (\psi_{\text{к}} \theta G_{\text{д}}), \quad (3.42)$$

где $\kappa_{\text{заг}}$ – коэффициент загрузки двигателя трактора,

$$\kappa_{\text{заг}} = \begin{cases} 0,7 - \text{с механической трансмиссией;} \\ 0,8 - \text{с гидромеханической;} \end{cases}$$

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии, $\eta = 0,88 \dots 0,95$;

$\psi_{\text{к}}$ – коэффициент использования сцепной силы тяжести бульдозера при копании;

$\delta_{\text{к}}$ – среднее значение коэффициента буксования при копании, $\delta_{\text{к}} = 0,18$ для гусеничного трактора;

θ – коэффициент развесовки, $\theta = 1$ для гусеничного и полноприводного колесного тягача.

Для определения средних скоростей при перемещении призмы грунта и возвратного хода используют следующие формулы:

$$v_{\text{пер}} = \hat{\epsilon}_{\text{сд}} \eta_{\text{д}} N(1 - \delta_{\text{I}_{\text{ао}}}) / (\psi_{\text{I}_{\text{ао}}} \theta G_{\text{д}}), \quad (3.43)$$

$$v_{\text{ох}} = \hat{\epsilon}_{\text{сд}} \eta_{\text{д}} N(1 - \delta_{\text{I}_{\text{о}}}) / (\psi_{\text{I}_{\text{о}}} \theta G_{\text{д}}), \quad (3.44)$$

где $\delta_{\text{пер}}, \delta_{\text{ох}}$ – коэффициенты буксования при перемещении грунта и возврате бульдозера на исходную позицию;

$\psi_{\text{пер}}, \psi_{\text{ох}}$ – коэффициенты использования сцепной силы тяжести бульдозера при перемещении грунта и возврате бульдозера.

Во втором варианте учитывают ряд факторов (геометрию отвала, наличие боковых закрылков и козырька, вид грунта и др.) и эксплуатационную производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) определяют по формуле

$$P_{\text{э}} = 3600 \kappa_{\text{в}} \kappa_{\text{зап}} V_{\text{пр}} / (\kappa_{\text{р}} T_{\text{ц}}), \quad (3.45)$$

где $\kappa_{\text{зап}}$ – коэффициент заполнения отвала, величина которого зависит от разрабатываемого материала (таблица 3.9).

Таблица 3.9 – Коэффициент $\kappa_{\text{зап}}$ заполнения отвала различными материалами

Перемещаемый материал	$\kappa_{\text{зап}}$	Перемещаемый материал	$\kappa_{\text{зап}}$
Травяные валки	0,8	Суглинок	1,10
Почвенный грунт	1,15	Глина твердая	0,9
Песок сухой	1,10	Мергель	1,0
Песок влажный	1,20	Скала взорванная	0,75
Гравий	1,15	Сланец	0,65

При оценке объема призмы волочения учитывают профиль неповоротного отвала по формуле

$$V_{\text{пр}} = \frac{1}{2} p H^2 B, \quad (3.46)$$

где p – коэффициент, учитывающий профиль отвала.

На рисунке 3.24 представлены три формы отвала, для которых в таблице 3.10 приведены значения коэффициента p .

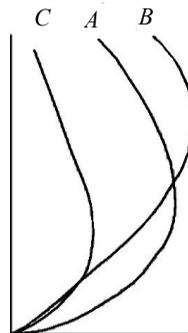


Рисунок 3.24 – Формы профиля отвала бульдозера:

A – с постоянным радиусом кривизны;

B – параболической формы с уменьшением радиуса в верхней части;

C – параболической формы с уменьшением радиуса в нижней части

Таблица 3.10 – Влияние формы профиля отвала на коэффициент p

Форма профиля	A	B	C
Коэффициент p	0,87	0,92	1,0

При формировании призмы волочения ее часть непрерывно уходит в боковые валики, поэтому при транспортировании грунта следует пополнять призму волочения за счет срезания слоя грунта.

Поскольку форма призмы по ширине отвала неодинакова и боковые верхние части отвала остаются незаполненными, вводится понятие эффективной ширины отвала, под которой понимается ширина отвала, равномерно заполненная призмой волочения (рисунок 3.25):

$$B_e = f_e B, \quad (3.47)$$

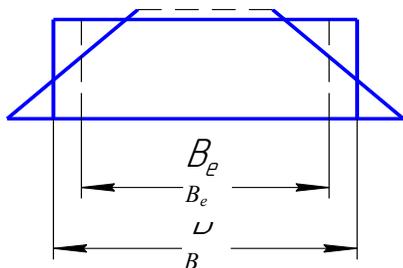


Рисунок 3.25 – Схема для расчета заполнения отвала призмой

где f_e – коэффициент, учитывающий заполнение боковых частей отвала.

Для отвалов, имеющих боковые закрылки, при значительной толщине стружки значение коэффициента f_e приближается к единице. Если боковых закрылок в бульдозере не имеется, толщина стружки существенно влияет на величину коэффициента f_e . В таблице 3.11 приведены значения этого коэффициента для не-

Таблица 3.11 – Влияние толщины стружки на заполнение отвала

Толщина стружки, см	10	20	30
Коэффициент f_e	0,7	0,8	0,9

Соответственно формула (3.32) приобретет следующий вид:

$$V_{пр} = \frac{1}{2} f_e \rho H^2 B. \quad (3.48)$$

Время цикла $T_{ц}$ в этом расчете разделяют на две составляющие – постоянную и переменную:

$$T_{ц} = t_{пост} + t_{пер}. \quad (3.49)$$

Время цикла зависит в основном от расстояния между местами загрузки и разгрузки, а также от дорожных условий и скорости движения машины.

Постоянная составляющая $t_{пост}$ – это время, затрачиваемое на загрузку, разгрузку и включение передачи на два реверсирования, $t_{пост} = 0,1 \dots 0,5$ мин.

Переменная составляющая $t_{пер}$ – это время, затрачиваемое на движение в груженом и порожнем состоянии, которое включает разгон, равномерное движение (между местами загрузки и разгрузки) и торможение.

Переменную составляющую времени (мин) цикла определяют по формуле

$$t_{i \dot{\delta}} = 0,06 \left(\frac{S_{c\dot{\delta}}}{v_{c\dot{\delta}}} + \frac{S_{i\dot{\delta}}}{v_{i\dot{\delta}}} \right), \quad (3.50)$$

где $S_{\text{заг}}$, $S_{\text{пор}}$ – длина пути машины соответственно в загруженном и порожнем состоянии, м;

$v_{\text{заг}}$, $v_{\text{пор}}$ – средняя скорость движения машины соответственно в загруженном и порожнем состоянии, км/ч.

Движение в загруженном состоянии разделяют на две фазы: копание грунта и его перемещение. Первая фаза характеризуется изменением объёма грунта перед отвалом и составляет обычно 8–10 м пути. Далее при перемещении грунта для пополнения его объёма перед отвалом (часть грунта уходит в боковые валики) резание грунта происходит с малой толщиной стружки. Движение бульдозера на этом этапе происходит на более высокой скорости с использованием мощности двигателя на 75 %. Возвращение машины после разгрузки происходит обычно задним ходом на более высокой скорости.

Средние скорости движения бульдозеров (км/ч) под нагрузкой и в порожнем состоянии приведены в таблице 3.12.

Таблица 3.12 – Скорости движения бульдозеров

Характер загрузки	Гусеничный бульдозер	Колёсный бульдозер
Движение в загруженном состоянии	2–4	4–8
Движение в порожнем состоянии	4–6	10–15

При планировке земляного полотна при определении технической производительности ($\text{м}^2/\text{ч}$) бульдозера учитывают длину полосы планируемого участка $S_{\text{п}}$:

$$\dot{V}_{\text{дод}} = \frac{3600 S_{\text{п}} (B - b_{\text{п}})}{n \left(\frac{S_{\text{п}}}{v_{\text{п}}} + t_{\text{р}} \right)}, \quad (3.51)$$

где $b_{\text{п}}$ – ширина перекрытия проходов, $b_{\text{п}} = (0,2 \dots 0,3)B$, м;

$v_{\text{п}}$ – средняя скорость движения бульдозера при планировке, $v_{\text{п}} = 0,8 \dots 1,4$ м/с;

$t_{\text{р}}$ – время на разворот бульдозера ($t_{\text{р}} = 16 \dots 45$ с).

При рыхлении грунта также имеются различные варианты расчетов, которые с различной степенью точности оценивают технические и технологические возможности бульдозера-рыхлителя. Итак, по более точному варианту *техническая производительность рыхлителя* ($\text{м}^3/\text{ч}$)

$$\Pi_{\text{тех}} = 3600 k_{\text{к}} k_{\text{у}} B_{\text{р}} h_{\text{эфф}} S_{\text{р}} / T_{\text{цр}}, \quad (3.52)$$

где $B_{\text{р}}$ – ширина полосы рыхления, м;

$h_{эфф}$ – эффективная глубина рыхления, $h_{эфф} = 0,8h_p$ (h_p – глубина погружения зуба), м;

S_p – длина полосы разрыхленного участка, м;

$T_{цр}$ – продолжительность цикла работы рыхлителя, с.

Ширина полосы разрыхления грунта

$$\hat{A}_\delta = \hat{e}_i \left[b_\zeta n_\zeta + 2h_{y\delta\delta} \operatorname{ctg} \gamma_{ск} + t(n_\zeta - 1) \right], \quad (3.53)$$

где $\kappa_{п}$ – коэффициент перекрытия, $\kappa_{п} = 0,75$ для средних условий;

b_3 – ширина зуба, м;

n_3 – число зубьев;

$\gamma_{ск}$ – угол скола раковины грунта при рыхлении,

$$\gamma_{ск} = \begin{cases} 15^\circ & \text{– для мерзлых грунтов,} \\ 60^\circ & \text{– для талых грунтов;} \end{cases}$$

t – шаг зубьев, м.

Продолжительность рабочего цикла определяют по формуле (3.27).

Для экспресс-оценки можно применить формулу

$$\dot{I}_{\delta\delta} = 3600 \frac{\hat{e}_i \hat{A}_\delta h_{y\delta\delta} S_\delta}{\frac{S_\delta}{v_\delta} + t_{i\delta}}, \quad (3.54)$$

где v_δ – скорость рыхлителя, м/с,

$$v_\delta = \begin{cases} 0,3 \dots 0,5 & \text{– для агрегатов с гидравлическим приводом;} \\ 0,5 \dots 0,6 & \text{– для агрегатов с механическим приводом;} \end{cases}$$

$t_{i\delta}$ – время маневрирования за один проход, $t_{i\delta} = 20$ с.

Если используют технологию непрерывного рыхления (без холостого хода), считая рыхлитель машиной непрерывного действия, то его *техническая производительность* ($\text{м}^3/\text{ч}$)

$$\dot{I}_{\delta\delta} = 3600 \frac{\hat{e}_i \hat{A}_\delta B_\delta h_{y\delta\delta} v_\delta}{\hat{e}_i \delta n}, \quad (3.55)$$

где $\kappa_{пр}$ – коэффициент характера проходов,

$$\kappa_{пр} = \begin{cases} 1 & \text{– для параллельных проходов,} \\ 2 & \text{– для перекрестных проходов;} \end{cases}$$

n – число повторных проходов в поперечных направлениях.

Эксплуатационную производительность рыхлителя определяют с учетом организационных перерывов в его работе:

$$P_3 = k_b P_{\text{тех}}, \quad (3.56)$$

где k_b – коэффициент использования рабочего времени (таблица 3.13).

Таблица 3.13 – Значения коэффициента использования по времени бульдозеров и бульдозеров-рыхлителей на различных работах

Тип машины	Работа	Коэффициент k_b
Бульдозер на тракторе ДЭТ-250	Разработка и перемещение не скального грунта	0,75
Бульдозеры остальных марок	То же	0,8
Бульдозеры всех марок	Перемещение разрыхленного мерзлого грунта	0,75
	Перемещение взорванного скального грунта	0,7
	Разравнивание грунта при отсыпке траншей	0,7
	Срезание растительного слоя	0,8
	Предварительная и окончательная планировка площадей, планировка откосов откосниками	0,8
	Засыпка траншей и котлованов	0,8
Бульдозер-рыхлитель на тракторе ДЭТ-250	Рыхление мерзлого грунта	0,75
Бульдозер-рыхлители остальных марок	То же	0,8
Бульдозер-рыхлители всех марок	Рыхление талого грунта	0,78

Для упрощения расчета производительности бульдозеров разработаны номограммы (рисунки 3.26 и 3.27) [36], которые позволяют ускорить перебор тракторов различного тягового класса.

В качестве примера использования номограммы (по рисунку 3.26) можно оценить производительность бульдозера с неповоротным отвалом с мощностью двигателя 118 кВт (150 л.с.). Пусть по заданию дальность транспортирования грунта составляет 30 м при скорости движения в загруженном состоянии 3,5 км/ч, скорость движения в порожнем состоянии 7,5 км/ч, время на переключение передач и реверсирование 0,3 мин. Коэффициент разрыхления 1,25, коэффициент наполнения отвала 1,0, коэффициент использования машины по времени 0,8. Тогда соотношение коэффициентов $k_b / k_p = 0,64$.

По номограмме откладывают длину пути транспортирования 30 м и находят по скоростям 3,5 и 7,5 км/ч суммарное время движения, которое

составляет 0,82 мин; время на переключение передач и реверсирование 0,3 мин. При мощности двигателя 150 л.с. и $\kappa_{\text{в}} / \kappa_{\text{р}} = 0,64$ часовая производительность равна $52 \text{ м}^3/\text{ч}$. В последнем квадранте предварительно определяют величину коэффициента $\kappa = \kappa_{\text{н}}\kappa_{\text{в}} / \kappa_{\text{р}} \approx 0,8$, а по нему – эксплуатационную производительность, которая составляет $92,8 \text{ м}^3/\text{ч}$ грунта в состоянии естественного залегания.

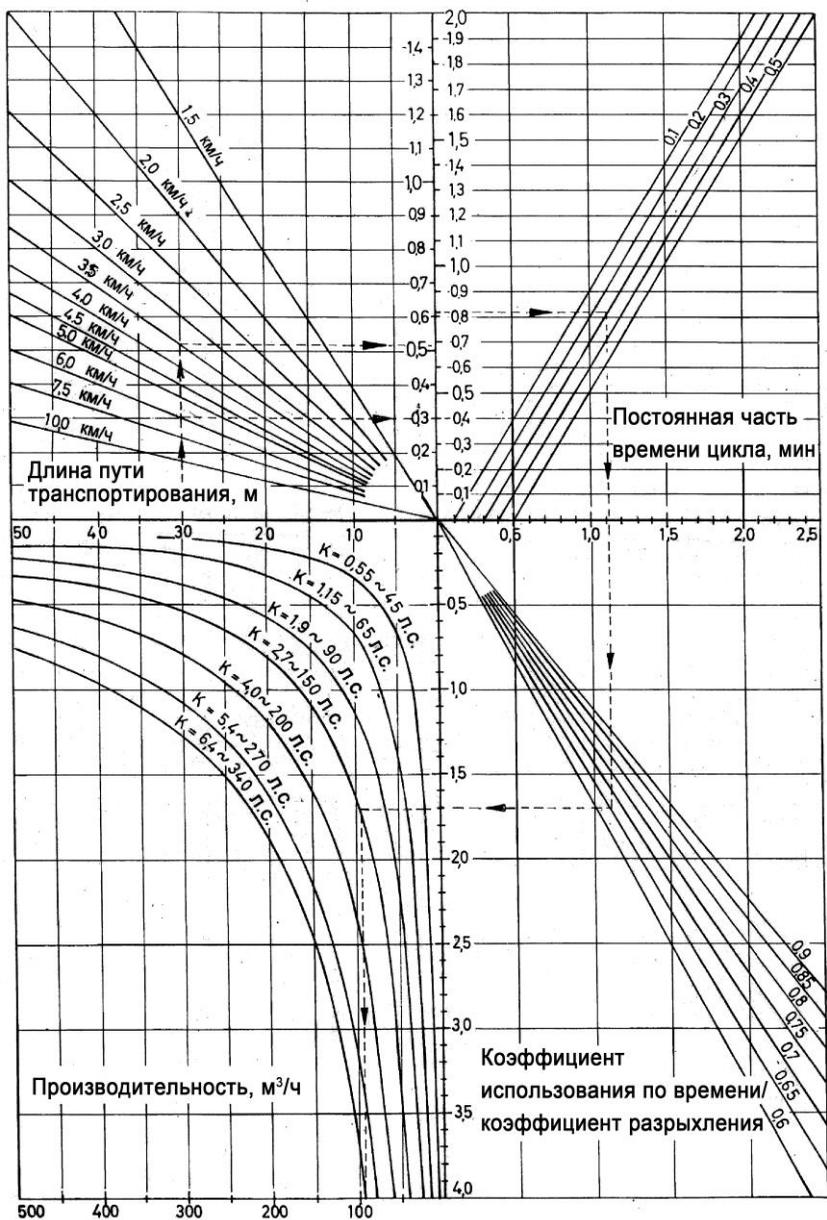


Рисунок 3.26 – Номограмма для определения производительности бульдозера при дальности транспортирования до 50 м

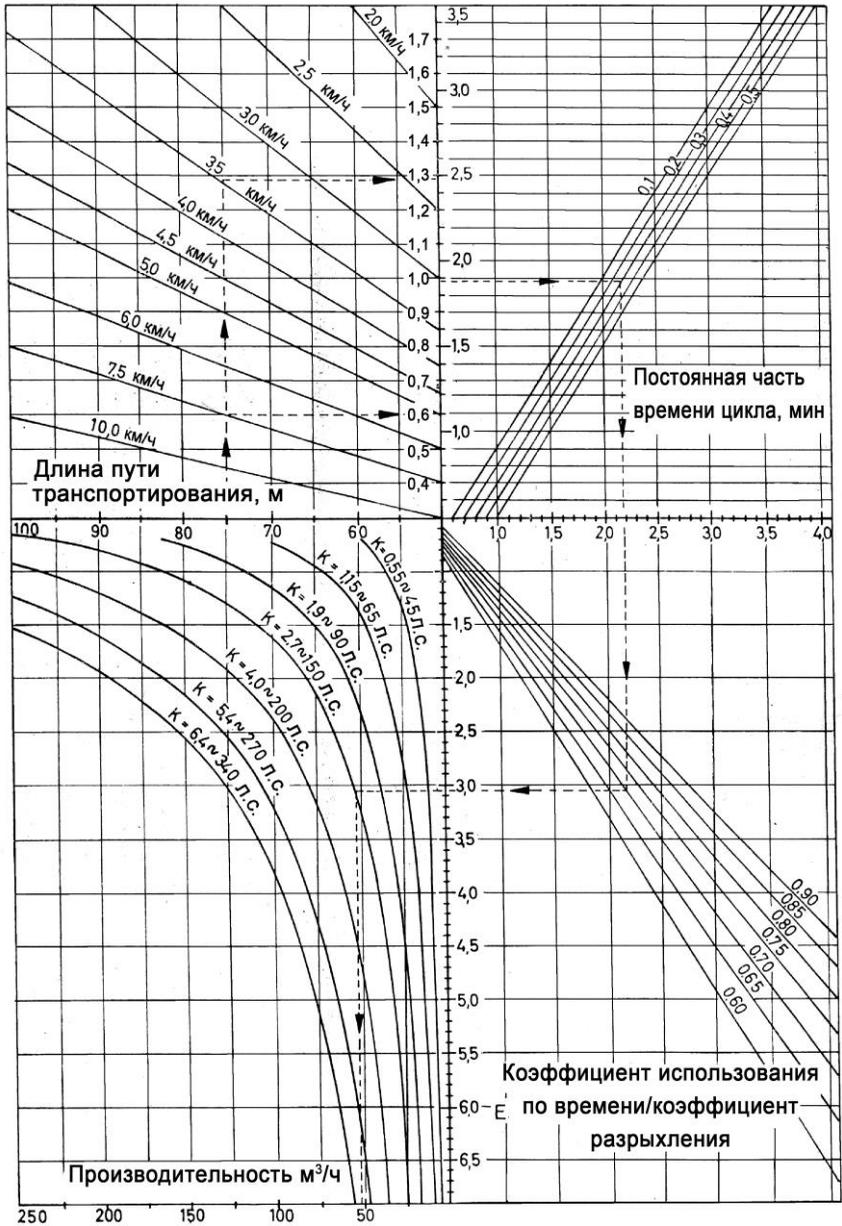


Рисунок 3.27 – Номограмма для определения производительности бульдозера при дальности транспортирования 50–100 м

Контрольные вопросы и задания к разделу 3

- 1 По каким признакам классифицируют бульдозеры?
- 2 Конструктивные особенности рыхлительного оборудования.
- 3 Основные конструктивные отличия бульдозеров с неповоротным и поворотным отвалами.
- 4 Из каких сборочных единиц и частей состоит бульдозерно-погрузочное оборудование.
- 5 Как определить силу тяги бульдозера по двигателю и по сцеплению?
- 6 Как определить площадь опорной поверхности у острых и изношенных ножей?
- 7 С какой целью изменяют угол наклона отвала бульдозера?
- 8 Для чего бульдозеры оснащают механизмом перекоса отвала?
- 9 Как влияет угол резания на энергоемкость процесса копания грунта?
- 10 Привести формулу для определения силы сопротивления грунта резанию.
- 11 Какие параметры влияют на силу сопротивления перемещению призмы волочения?
- 12 Как определить силу сопротивления перемещению грунта вверх по отвалу?
- 13 Какие влияют параметры отвала (ширина, высота, угол резания) на сопротивление грунта копанию?
- 14 Какие показатели физико-механических свойств грунта оказывают определяющее влияние на его сопротивление копанию?
- 15 Как конструктивно увеличить напорные усилия и давление?
- 16 Как определить наибольшее сопротивление в призме волочения перед отвалом при копании грунта при различных значениях высоты грунта?
- 17 Как определить максимальный угол уклона в рабочем и транспортном режимах?
- 18 Перечислите технологические возможности бульдозера по профилированию земляного полотна с учетом критерия максимального вертикального давления на режущей кромке ножа.

Задание 1. Выполнить тяговый расчет бульдозера. Для этого следует:

- 1) произвести оценку сил сопротивления грунта для бульдозера:
 - с неповоротным отвалом по формулам (3.13)–(3.18),
 - с поворотным – по формулам (3.13)–(3.20);
- 2) по индивидуальному заданию, выданному преподавателем, определить влияние отдельного параметра (характеристики отвала или физико-механического свойства грунта) на силы сопротивления грунта копанию. Таким параметром может быть:
 - угол внутреннего трения грунта;
 - удельное сопротивление грунта резанию;
 - угол резания;
 - высота грунта перед отвалом;
 - угол поворота отвала;
 - ширина или высота отвала;
- 3) установить интервал изменения исследуемого параметра и наметить 6–8 значений, охватывающих широкий диапазон его изменения;
- 4) рассчитать силу сопротивления грунта копанию бульдозером для каждого значения параметра и построить график зависимости силы сопротивления копанию от заданного параметра;

5) провести анализ полученной графической зависимости влияния исследуемого параметра на силы сопротивления грунта копанию и сделать выводы по результатам расчетов.

Задание 2. Определить производительность бульдозера. Для этого следует:

1) изучить конструкцию и устройство заданного преподавателем типа бульдозера;
2) оценить возможности бульдозера заданного типа для работы на различных грунтах;

3) с учетом выбранного типа бульдозера и заданного преподавателем пути транспортирования грунта рассчитать его эксплуатационную производительность по формулам (3.26) и (3.31), сопоставить и сделать выводы по полученным результатам;

4) проверить результаты расчетов с использованием номограмм, представленных на рисунках 3.24 и 3.25;

5) дать заключение о точности определения производительности бульдозера различными способами.

Задание 3. Определить производительность бульдозера-рыхлителя. Для оценки производительности бульдозера-рыхлителя следует:

1) изучить конструкцию и устройство заданного преподавателем типа бульдозера-рыхлителя;

2) с учетом выбранного типа бульдозера и заданных преподавателем параметров рассчитать его эксплуатационную производительность по формулам (3.38), (3.40) и (3.41), сопоставить и сделать выводы по полученным результатам.

Задание 4. Определить вертикальное давление на режущей кромке отвала бульдозера. Для этого следует:

1) нарисовать в масштабе расчетную схему сил, действующих в статическом положении бульдозера при заглублении отвала;

2) определить максимальную силу, действующую со стороны грунта на режущую кромку отвала при его заглублении, по формуле (3.17);

3) измерить ширину опорной поверхности новых и затупленных ножей бульдозера;

4) определить опорную площадь режущей кромки ножей отвала по формуле (3.18);

5) рассчитать вертикальное давление на режущей кромке ножей бульдозера q_B по формуле (3.18);

6) проанализировать полученные результаты и сделать выводы о технологических возможностях исследуемого бульдозера.

Задание 5. Определить удельное напорное усилие. Для этого следует:

1) определить максимальную силу тяги машины по методике, изложенной в разделе 1, произвести ее торможение до начала буксования при помощи нагрузочной машины и с помощью динамометра определить максимальную силу тяги;

2) определить ширину отвала из технической характеристики машины или замерить;

3) рассчитать удельное напорное усилие по формуле (3.15);

4) сопоставить полученные результаты с теоретическими значениями и сделать выводы о возможностях данного бульдозера.

4 СКРЕПЕРЫ

Цель раздела – изучение конструкции и устройства скреперов, а также определение их основных параметров.

Скрепер – это землеройно-транспортная машина циклического действия с ковшовым рабочим органом, которая производит копание, перемещение, отсыпку и разравнивание грунта I–IV категорий при дальности транспортирования от 100 до 5000 м. В ряде случаев для повышения эффективности работы скреперов грунты III и IV категорий предварительно разрыхляют.

Скрепер состоит из следующих основных частей:

- 1) рабочего оборудования (ковша с рабочими исполнительными механизмами, чаще всего с передней заслонкой и выдвинутой задней стенкой);
- 2) ходовой системы;
- 3) привода (двигателя или двигателей, трансмиссии и системы управления);
- 4) сцепного устройства;
- 5) буферного устройства;
- 6) тягача.

Классификация и назначение. Скреперы классифицируют по следующим основным признакам:

1) *по вместимости ковша* – малая (< 5), средняя – (5–15), большая – (15–25), особо большая – (> 25 м³);

2) *по способу агрегатирования с тягачом* – прицепные, полуприцепные, самоходные;

3) *по способу загрузки ковша:*

а) со свободной (тяговой) загрузкой, когда наполнение ковша происходит под давлением срезаемой стружки за счет тягового усилия тягача;

б) с принудительной загрузкой:

– бульдозером-толкачом;

– вторым скрепером;

– элеватором;

– шнеком;

4) *по способу разгрузки ковша:*

а) со свободной (самосвальной) разгрузкой путем опрокидывания ковша вперед;

б) с принудительной разгрузкой путем выдвигания задней стенки, как щита (основной способ);

5) по типу трансмиссии – с гидравлической и электрогидравлической трансмиссией;

6) по конструкции ходовой системы скреперного оборудования – одноосная и двухосная;

7) по количеству двигателей – одно- и двухмоторные.

Рабочий процесс скрепера со свободной загрузкой состоит из операций срезания грунта и заполнения им ковша, транспортирования грунта в ковше к месту укладки, разгрузки ковша и возвращения машины на исходную позицию следующего рабочего цикла (рисунок 4.1).

Вначале ковш скрепера с помощью гидроцилиндров управления опускают на грунт и приоткрывают переднюю заслонку так, чтобы ее нижний обрез был ниже уровня поверхности земли. Ковш заглубляют в грунт (под действием силы тяжести и гидроцилиндров), и в процессе движения происходит его заполнение (рисунок 4.1, а). Толщину срезаемого грунта регулируют положением ковша и передней заслонки. Затем ковш поднимают в транспортное положение (рисунок 4.1, б), и скрепер перемещают к месту разгрузки (укладки) с опущенной заслонкой. И, наконец, на месте укладки ковш разгружают с помощью задней стенки, которая выталкивает грунт (рисунок 4.1, в).

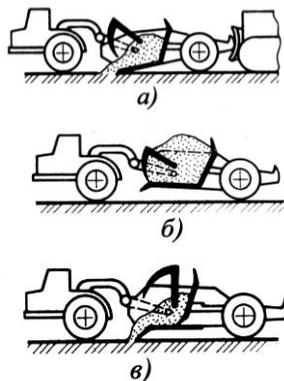


Рисунок 4.1 – Рабочий цикл скрепера:

После чего в порожнем состоянии скрепер возвращают к месту начала копания. Для ускорения и улучшения наполнения ковша при его свободной загрузке используют толкач (см. рисунок 4.1, а). Как правило, бульдозеры-толкачи применяют повсеместно, за исключением самых легких условий работы.

Все скреперы агрегируются с тяговыми машинами (пневмоколесными одно- и двухосными тягачами или гусеничными тракторами).

Прицепной скрепер эксплуатируется в комплекте с промышленным или сельскохозяйственным гусеничным трактором. Он имеет двухосную конструкцию и ковш, установленный между осями колес, который, помимо рабочих функций, выполняет роль несущей рамы машины. Типоразмерный ряд прицепных скреперов различается по вместимости ковша в пределах от 3 до 25 м³. Тракторы мощностью от 55 до 240 кВт обеспечивают скорости перемещения до 12 км/ч.

Полуприцепной и самоходный скреперы имеют одноосную конструкцию, передняя часть которой опирается на сцепное устройство тягача. Полуприцепным считается одноосный скрепер, имеющий двухосный тягач, а самоходным – скрепер с одноосным тягачом. Наиболее распространенной машиной является самоходный одномоторный скрепер с задними ведомыми колесами, который может развивать транспортную скорость до 50 км/ч. Его типоразмерный ряд по вместимости ковша составляет от 8 до 40 м³. К самоходным относят также скреперы, имеющие задние мотор-колеса, т. е. снабженные индивидуальными двигателями (электрическими или гидравлическими) на каждое заднее колесо, а также двухмоторные скреперы с автономным двигателем для привода задних колес. Самоходные двухмоторные скреперы с тяговой загрузкой применяют в основном для земляных работ в тяжелых условиях с крутыми и затяжными подъемами. Вместимость их ковшей не отличается от вместимости одномоторных скреперов того же класса, но эффективность использования растет из-за повышенной проходимости и увеличенной (в 1,5 раза) скорости рабочего хода.

При эксплуатации самоходных и полуприцепных скреперов со свободной загрузкой применяют толкачи, что увеличивает производительность земляных работ. При необходимости увеличения производительности двухмоторных самоходных скреперов также используют толкачи.

Скреперы с элеваторной или шнековой загрузкой, несмотря на усложненную конструкцию, имеют ряд преимуществ по сравнению со скреперами со свободной загрузкой: во-первых, отпадает необходимость использования толкача; во-вторых, повышается степень заполнения ковша и качество отсыпаемого слоя из-за дробления больших кусков грунта; в-третьих, обеспечивается срезание тонких слоев грунта. Поэтому их используют в основном при разработке слабосвязных и сыпучих грунтов, а также для планировочных земляных работ при необходимости обеспечения чистой зачистки и планировки земляного полотна.

Для крупномасштабных земляных работ применяют скреперные поезда в двух вариантах: во-первых, отряд скреперов с тяговой загрузкой и толкач и, во-вторых, два скрепера, объединенные в один агрегат, с последовательным заполнением сначала одного, а затем и другого скрепера (так называемая пушпульная система – от англ. *to push-pull* – толкать-тянуть).

Основным методом разгрузки ковша скрепера является принудительное выталкивание грунта его подвижной задней стенкой через передний проем при свободной загрузке или через подвижные разгрузочные проемы в днище ковша (между ножами и неподвижной частью днища) при шнековой или элеваторной загрузках.

4.1 Изучение конструкции и устройства

Скреперное оборудование прицепных, полуприцепных и самоходных скреперов в основном однотипно по устройству. На рисунке 4.2 представлены конструктивные схемы самоходного и прицепного скреперов.

Самоходный скрепер (рисунок 4.2, а) является, как правило, одномоторной двухосной колесной машиной, состоящей из одноосного тягача 15 и одноосного скреперного оборудования (с задними ведомыми колесами), которые соединены между собой седельно-сцепным устройством 14.

Основным рабочим органом является ковш 5. Это емкость, открытая спереди и сверху, ограниченная днищем, боковыми и задней стенками и оснащенная ножами. Ковш снабжен передней заслонкой 11 для регулирования щели при загрузке ковша, задней стенкой 10 для его принудительной разгрузки, а также в нижней части подножевой плитой, оснащенной сменными ножами 2. Ковш соединен двумя шарнирами 4 с П-образной рамой 3, жестко связанной с хоботом 13.

Гидросистема управления рабочими органами включает насосы, которые приводятся от коробки отбора мощности базового тягача и в свою очередь приводят в действие гидроцилиндры управления положением ковша 12, передней заслонки 6 и задней стенки 9.

Прицепной скрепер (рисунок 4.2, б) в отличие от самоходного имеет две ведомые оси, одна из которых является поворотной. Передняя поворотная ось 17 шарнирно соединена с тягачом при помощи тягового шкворня 16.

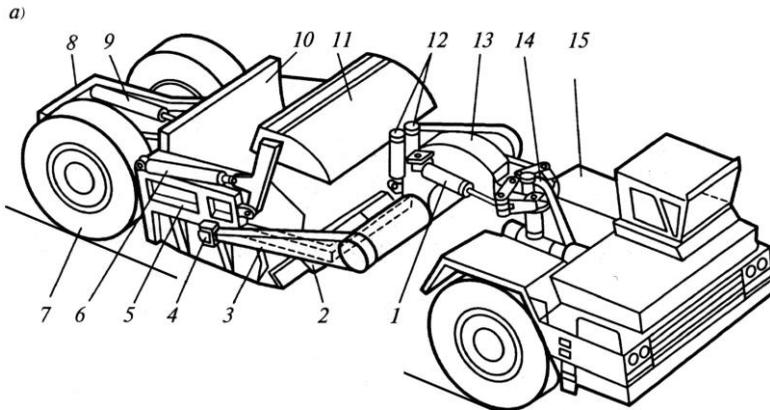


Рисунок 4.2 (начало) – Скреперы: а – самоходный; б – прицепной

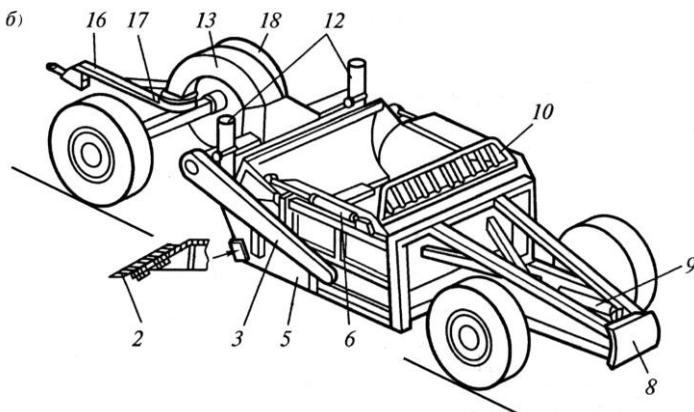


Рисунок 4.2 (окончание) – Скреперы: *а* – самоходный; *б* – прицепной:
 1 – гидроцилиндр поворота; 2 – ножи; 3 – рама; 4 – шарнир; 5 – ковш; 6, 9, 12 – гидроцилиндры управления; 7 – заднее колесо; 8 – буферное устройство; 10 – задняя стенка; 11 – передняя заслонка; 13 – хобот; 14 – седельно-сцепное устройство; 15 – тягач; 16 – тяговый шкворень; 17 – передняя поворотная ось; 18 – переднее колесо

Рабочее оборудование. На рисунках 4.3–4.6 представлены основные элементы скрепера.

Тяговая рама (см. рисунок 4.3) служит для передачи силы тяги тягача ковшу и соединения передней оси с ковшом скрепера. Она состоит из хобота 1, поперечной трубчатой балки 2 и двух упругих тяг 4.

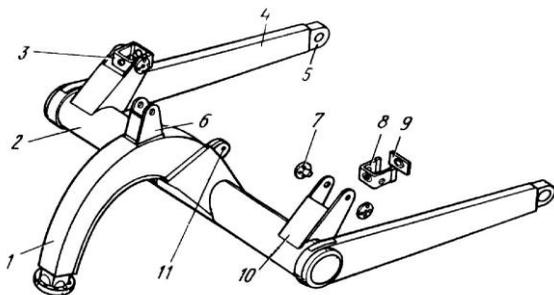


Рисунок 4.3 – Тяговая рама:
 1 – хобот; 2 – балка;
 3, 6, 11 – кронштейны;
 4 – тяга; 5 – цапфа;
 7 – втулка; 8 – скоба;
 9 – крышка; 10 – опора

Хобот 1 представляет собой изогнутый брус коробчатого сечения, кривизна которого обеспечивает свободное прохождение колес скрепера при повороте и наклоне ковша в широких пределах. На балке установлены опоры 10 для кронштейнов 3 крепления гидроцилиндров подъема-опускания ковша, обеспечивающих их качение в двух плоскостях.

Ковш (см. рисунок 4.4) опирается спереди на переднюю ось и тяговую раму через пальцы 11, а сзади – на полуоси колес, установленные в цапфы 9. Он

представляет собой сварную конструкцию, состоящую из двух боковых стенок 1, днища 3 и буферной рамы 6. Боковые стенки связаны между собой передней 16 и двумя задними 4 связями коробчатого сечения и днищем 3. Проушины 17 служат для крепления головки штоков гидроцилиндров управления положением ковша. На нижних кромках боковых стенок установлены ножи 13 для подрезания слоя грунта с боков и уменьшения его потерь в боковые валики. Днище 3 также имеет коробчатое сечение, в передней части которого установлена подножевая плита 18, к которой крепят секционные ножи 14 и 15. К буферной раме 6 приварен буфер 8, в который упирается отвал бульдозера-толкача.

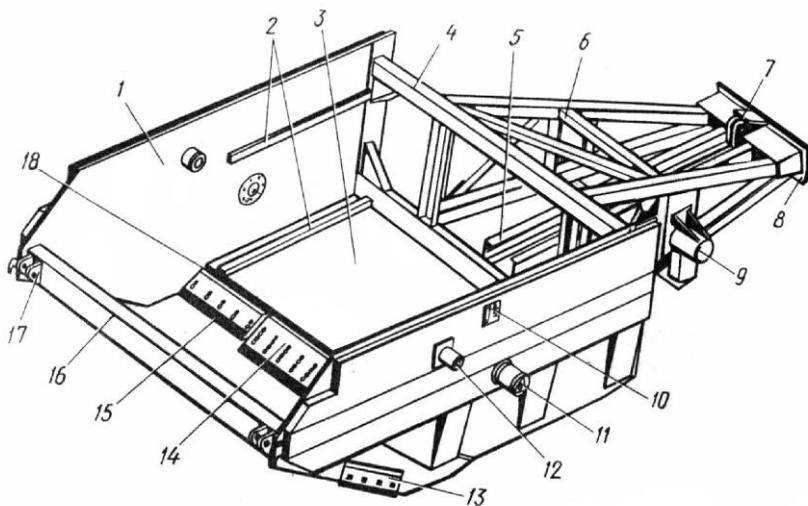


Рисунок 4.4 – Ковш:

- 1 – стенка; 2 – направляющие полосы; 3 – днище; 4, 16 – связи; 5 – балка;
 6 – рама; 7, 17 – проушины; 8 – буфер; 9 – цапфа полуоси; 10 – крышка;
 11, 12 – пальцы; 13 – подрезной нож; 14, 15 – средний и боковой ножи;
 18 – подножевая плита

Заслонка (см. рисунок 4.5) является передней стенкой ковша и предназначена для регулирования высоты загрузочной щели при наборе грунта. Она состоит из лобового листового щита 1, усиленного накладками 5, и двух боковых щек 2 с проушинами 3, которые предназначены для шарнирного крепления заслонки на боковых стенках ковша.

Задняя стенка (см. рисунок 4.6) обеспечивает выталкивание грунта из ковша при разгрузке. Она состоит из усиленного листового щита 1 и толкателя 4 и имеет направляющие ролики 5 и 6, установленные на подшипниках качения, которые снижают сопротивление движению задней стенки по направляющим на стенках ковша.

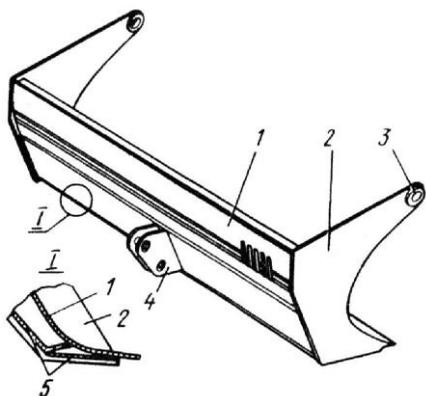
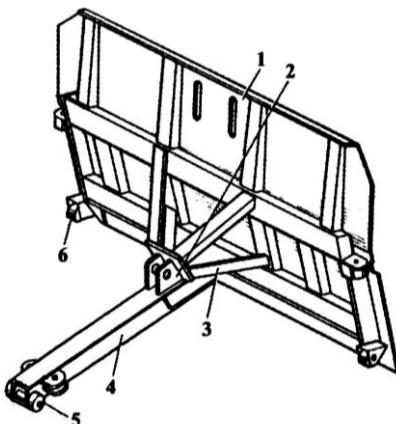


Рисунок 4.5 – Заслонка:

- 1 – щит; 2 – щека;
- 3 – проушина;
- 4 – кронштейн;
- 5 – накладки

Рисунок 4.6 – Задняя стенка ковша:

- 1 – щит; 2 – кронштейн для крепления гидроцилиндра; 3 – раскос;
- 4 – толкатель; 5, 6 – ролики



На рисунке 4.7, *a* представлена компоновочная схема самоходного скрепера модели МоАЗ-6014. Скреперное оборудование самоходных скреперов, как было отмечено, имеет примерно такое же конструктивное исполнение, как и полуприцепных, основные элементы которого рассмотрены на рисунках 4.3–4.6.

Самоходные и полуприцепные скреперы на базе одноосных тягачей относят к машинам с шарнирно-сочленённой рамой. Их особенностью (как шарнирно-сочлененных машин) является отсутствие управляемых колес. Поворот производят поворотом в плане одной секции относительно другой вокруг вертикальной оси сочленяющего шарнира седельно-сцепного устройства.

Седельно-сцепное устройство 2 (см. рисунок 4.7, *a*) предназначено для соединения одноосного тягача 17 с тяговой рамой 4 скрепера, а также для передачи нагрузок от ковша на тягач и поворота тягача относительно ковша. Для получения минимального радиуса поворота скрепера в целом угол поворота тягача

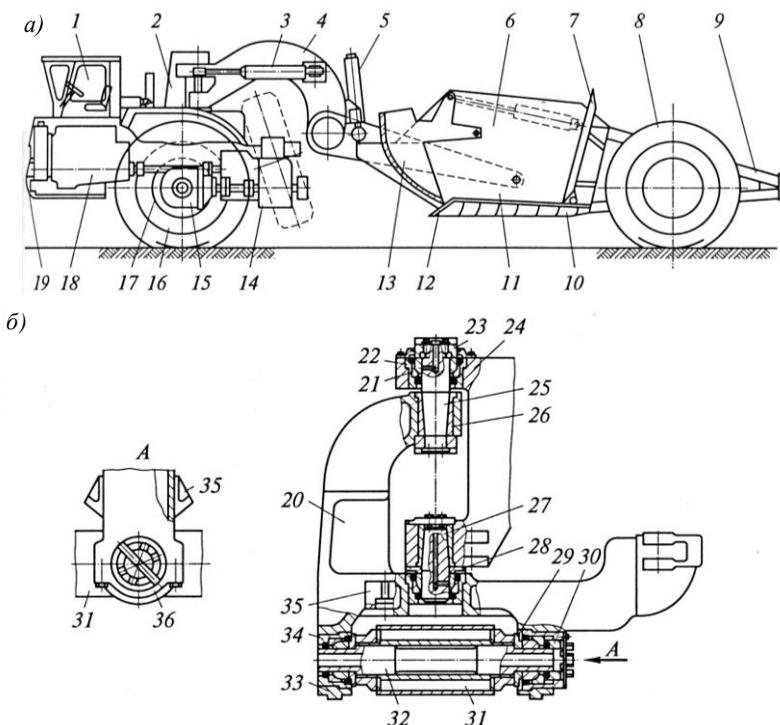


Рисунок 4.7 – Компоновка (а) и конструктивная схема седельно-сцепного устройства (б) скрепера:

- 1 – рабочее место машиниста; 2 – седельно-сцепное устройство; 3 – гидроцилиндр поворота; 4 – тяговая рама; 5 – гидропривод рабочего оборудования; 6 – ковш; 7 – задняя стенка ковша; 8 – заднее колесо; 9 – буфер; 10 – днище ковша; 11 – боковая стенка ковша; 12 – нож; 13 – заслонка ковша; 14 – силовая передача; 15 – ведущий мост; 16 – ведущее колесо; 17 – тягач; 18 – двигатель; 19 – рама; 20 – кронштейн; 21, 22, 28, 29 – кольца; 23, 30 – гайки; 24 – стойка; 25, 27 – пальцы; 26 – втулка; 31 – балка; 32 – шкворень; 33, 36 – крышки; 34 – стакан; 35 – ограничитель

составляет $85-90^\circ$ в каждую сторону. Кроме того, в седельно-сцепном устройстве предусмотрена возможность свободного поперечного качания (боковых кренов) колес тягача относительно задних колес скрепера. Это позволяет поддерживать постоянный контакт всех колес с опорной поверхностью дороги при ее неровностях. Угол крена задают не менее 12° в каждую сторону.

Сочленяющий шарнир седельно-сцепного устройства имеет две взаимно перпендикулярные оси. Горизонтальная ось связана с тягачом 17 (параллельно его продольной оси) и обеспечивает боковые крены тягача относительно скреперного оборудования. Вертикальная ось шарнира центрируется в оголовке хобота 4 и обеспечивает поворот в плане передней секции относительно задней для изменения направления движения машины в целом.

Более детально седельно-сцепное устройство тягача МоАЗ-6442 рассмотрено на рисунке 4.7, б. Оно состоит из литого кронштейна 20, который горизонтальным шкворнем 32 шарнирно соединен с поперечно-силовой балкой 31 тяговой рамы 4 тягача 17. Это соединение обеспечивает поперечное качание кронштейна 20 относительно рамы 4 тягача. Угол качания в каждую сторону фиксируется упором ограничителей 35 в балку 31. Этот же кронштейн 20 шарнирно связан со стойкой 24 тяговой рамы 4 скрепера с помощью вертикальных пальцев 25 и 27. Пальцы установлены в конических втулках 26, закрепленных в вертикальных расточках кронштейна 20 и стойки 24. Такое соединение обеспечивает поворот тягача относительно ковша скрепера в плане. Горизонтальными и вертикальными шарнирами являются сферические поверхности наружных 21 и внутренних 22 колец, установленных в стаканах 34. Вертикальная нагрузка от стойки 24 воспринимается торцом кольца 22 нижнего шарнира, упирающегося через промежуточное кольцо 28 в торец нижней опоры кронштейна 20. Сила тяги от тягача седельно-сцепному устройству передается кольцами 22 горизонтальных шарниров, которые через кольца 29 упираются в бобышки балки 31 рамы тягача.

Непосредственно поворот скрепера производится при помощи двух гидроцилиндров 3, установленных между хоботом 2 и разведенными вбок проушинами кронштейна 1 (рисунок 4.8).

Принудительная загрузка ковша шнеками или элеваторами отбирает часть мощности силовой установки скрепера, значительно увеличивает его материалоемкость и снижает геометрическую вместимость ковша, но существенно уменьшает сопротивление наполнению ковша. Кроме того,

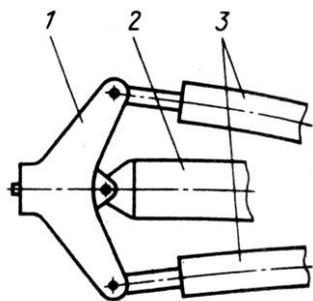


Рисунок 4.8 – Схема поворота скрепера:

1 – кронштейн; 2 – хобот;
3 – гидроцилиндры поворота

увеличивается заполняемость ковша и обеспечивается высокое качество планировочных работ. Поэтому ведущие производители выпускают самоходные скреперы стандартной комплектации и дополнительное оборудование для их принудительной загрузки. Для этих целей используют вертикально расположенные один-два шнека (в зависимости от вместимости ковша) или наклонный элеватор (скребковый конвейер).

На рисунке 4.9 представлена конструктивная схема самоходного двухмоторного скрепера со шнековой загрузкой, которая включает шнековый механизм загрузки 1, гидропривод 3 вращения шнека и поперечную балку 2 для подвески вертикального шнека, встраиваемого в центре ковша. Имеются сведения, что скрепер, оборудованный шнеком, загружается самостоятельно практически на всех типах грунтов, включая IV, без предварительного рыхления.

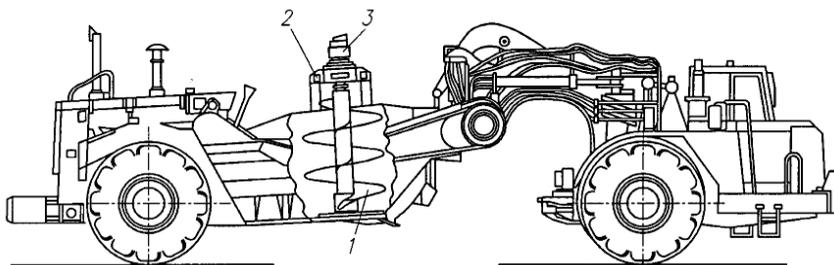
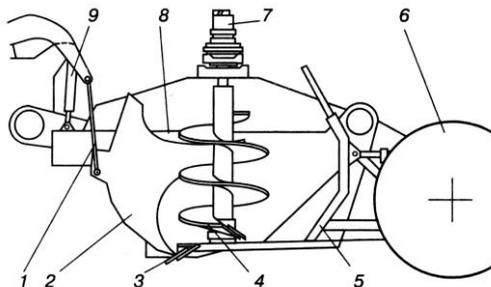


Рисунок 4.9 – Самоходный скрепер со шнековым загрузочным устройством:
1 – загрузочный шнек; 2 – поперечная балка; 3 – гидромотор

Более детально механизм шнековой загрузки представлен на рисунке 4.10. Вертикально расположенный шнек 4 поднимает и равномерно распределяет в ковше более 50 % грунта, который срезают ножи 3 скрепера. Это увеличивает степень заполнения ковша.

Рисунок 4.10 – Устройство скреперного ковша со шнековой загрузкой:

1 – тяга подъема заслонки; 2 – передняя заслонка; 3 – ножи; 4 – загрузочный шнек; 5 – задняя стенка ковша; 6 – заднее колесо скрепера; 7 – гидромотор привода шнека; 8 – боковая стенка ковша; 9 – гидроцилиндр подъема-опускания ковша



Приводят шнек от основного или дополнительного двигателя с использованием гидросистемы скрепера через гидромотор 7, установленный на ведущем валу шнека.

На подножевой плите ковша скрепера устанавливают секционные съемные ножи, режущая часть которых должна иметь минимально допускаемый угол резания (не более 30°). Ножи бывают разной формы (рисунок 4.11, секции не показаны):

- а) с прямолинейной кромкой (используют только для планировочных работ из-за большой энергоемкости);
- б) с выступающей средней частью (обеспечивают снижение энергоемкости резания и заполнения ковша, сокращение пути загрузки);
- в) с полукруглой кромкой (имеют те же преимущества, что и с выступающей средней частью).

Постановка зубьев снижает энергоемкость процесса, но затрудняет продвижение стружки в ковше. Обычно их используют при принудительной загрузке и при разработке грунтов с твердыми включениями.

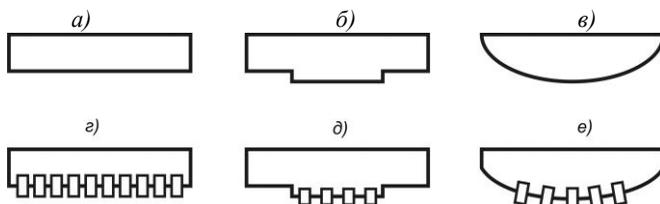


Рисунок 4.11 – Схемы ножей режущей части ковша:
a – с прямолинейной кромкой; *б*, *в* – с выступающей средней частью;
г – прямолинейный с зубьями; *д*, *е* – с зубьями на выступающей средней части

Для отечественных самоходных и полуприцепных скреперов были использованы четырехтактные дизельные двигатели: ДЗ-87-1 – 121 кВт; ДЗ-11П – 158 кВт (тягач МоАЗ-546П); ДЗ-13Б – 265 кВт (БелАЗ-7422); ДЗ-115А – (265+265) кВт (БелАЗ-531); ДЗ-107 – (405+405) кВт; ДЗ-155-1 – 265 кВт (БелАЗ-7422). Самоходные скреперы оборудованы гидромеханическими коробками передач, которые приспособлены к введению автоматического переключения передач с помощью микропроцессорных систем управления.

Система управления. Управление рабочим оборудованием самоходных и полуприцепных скреперов осуществляют при помощи гидравлической системы, насосы которой приводят от коробки отбора мощности базового тягача. На рисунке 4.12 представлена типичная схема гидравлической системы самоходного скрепера со свободной загрузкой. Раздельное управление гидроцилиндрами *9*, *10*, *16–18* осуществляют гидрораспределителем *13*, установленным в кабине машиниста. Рабочая жидкость из бака *6* насосами *3* и *5* нагнетается в гидроцилиндры исполнительных механизмов.

Гидравлическая система скрепера обеспечивает:

- подъем и опускание ковша – гидроцилиндрами *16*;
- подъем и опускание передней заслонки – гидроцилиндрами *18*;
- выдвижение и возврат задней стенки – гидроцилиндрами *17*;
- поворот скрепера – гидроцилиндрами *9* и *10*.

В последние годы произошло существенное сокращение производства скреперов ведущими производителями машин для земляных работ, включая отечественный МоАЗ. Например, компания «John Deere» ограничивается выпуском прицепных скреперов со свободной и элеваторной загрузкой. В частности, она выпускает шесть моделей скреперов со свободной загрузкой с вместимостью ковшей от 8,4 до 10,6 м³, а также четыре модели скреперов с элеваторной загрузкой с вместимостью ковша от 8,4 до 11,4 м³.

Скреперы агрегируются с гусеничными сельскохозяйственными тракторами мощностью от 312 до 390 кВт, что попутно обеспечивает увеличение годовой загрузки тракторов. В настоящее время только компания «Caterpillar» производит широкий типоразмерный ряд самоходных скреперов, который состоит из 13 моделей с геометрической вместимостью ковша от 8,4 до 33,6 м³.

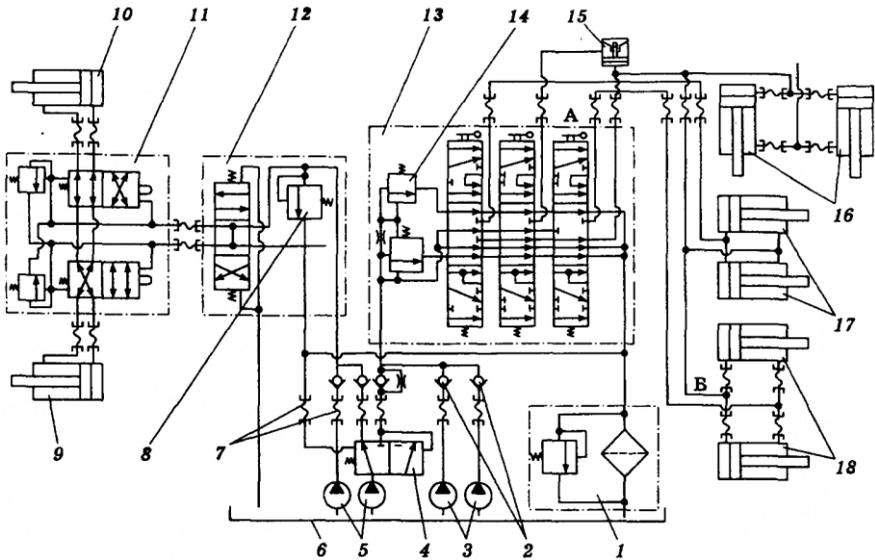


Рисунок 4.12 – Гидравлическая система скрепера со свободной загрузкой:

1 – масляный фильтр; 2 – обратный клапан; 3, 5 – насосы; 4 – переключатель насоса; 6 – бак; 7 – рукав высокого давления; 8, 14 – предохранительные клапаны; 9, 10 – гидроцилиндры рулевого управления; 11 – золотниковая коробка; 12 – рулевой механизм; 13 – гидрораспределитель; 15 – гидрозамок; 16 – 18 – гидроцилиндры ковша, задней стенки и передней заслонки; А, Б – гидролинии

Производители машин стремятся в максимальной степени использовать унифицированные агрегаты и узлы в различных моделях скреперов для повышения надежности их эксплуатации и снижения трудоемкости изготовления. Например, компания «Caterpillar» для снижения затрат при изготовлении и эксплуатации использует всего пять дизельных двигателей на весь типоразмерный ряд скреперов, применяет унифицированные моторные модули независимо от типа загрузки ковша скрепера, а также унифицированные приводные мосты на скреперном модуле.

В таблице 4.1 представлены технические характеристики скреперов отечественного производства и фирмы «Caterpillar», которые дают представление об их энергонасыщенности и технологических возможностях.

Таблица 4.1 – Технические характеристики скреперов

Модель	$q_k, \text{ м}^3$	$N, \text{ кВт}$	Гп, т	$m_k, \text{ т}$	$B_k, \text{ м}$	$v, \text{ км/ч}$
МоАЗ-6014	8,3	165	16,0	20,0	3,0	44,0
МоАЗ-60146	8,3	220	16,0	20,0	3,0	44,0
МоАЗ-60147	9,3	243	18,0	20,0	3,0	44,0

Окончание таблицы 4.1

Модель	$q_k, \text{ м}^3$	$N, \text{ кВт}$	$\Gamma_{\text{п}}, \text{ т}$	$m_c, \text{ т}$	$B_k, \text{ м}$	$v, \text{ км/ч}$
МоАЗ-6014-040	9,3	257	18,0	20,0	3,0	44,0
МоАЗ-6007	11,0	257	22,0	30,0	3,0	50,0
МоАЗ-60071	11,0	257	22,0	28,0	3,0	44,0
621 К	13,0 (18,4)	304	26,1	36,2	3,1	53,9
627 К	13,0 (18,4)	304	26,1	40,9	3,1	53,9
621 Н	13,0 (18,3)	304	26,1	36,2	3,1	53,9
627 Н	13,0 (18,3)	304	26,1	40,5	3,0	53,9
621 G	12,0 (17,0)	246	24,0	33,5	3,0	51,5
631 G	18,3 (26,0)	345	37,3	46,5	3,5	53,5
657 G	24,5 (33,6)	421	47,2	67,8	3,8	55,7

Примечание – q_k – номинальная вместимость ковша, в скобках – с «шляпкой»; N – мощность двигателя; $\Gamma_{\text{п}}$ – грузоподъемность скрепера; m_c – снаряженная масса; B_k – ширина ковша; v – скорость в транспортном режиме.

Параметры скрепера. *Главный параметр* – геометрическая вместимость ковша (q_k). *Основные параметры* – мощность двигателя, масса машины, ее габаритные размеры, ширина и максимальная толщина срезаемого грунта, колесная база скрепера, рабочая и транспортная скорости, распределение силы тяжести по осям скрепера.

Для основных массовых и габаритных параметров скреперов имеются эмпирические зависимости, связывающие их с главным параметром. Масса (т) зависит от рабочего оборудования и связана с вместимостью ковша (м^3) следующим образом:

$$m_{\text{сз}} = q_k + 1,92 \text{ – со свободной загрузкой;}$$

$$m_{\text{эз}} = q_k + 1,94 \text{ – с элеваторной загрузкой;}$$

$$m_{\text{шв}} = q_k + 2,10 \text{ – со шнековой загрузкой.}$$

Сила тяжести самоходного скрепера складывается из сил тяжести тягача и скрепера. Для одноосного тягача

$$G_{\text{т}} = 0,45 \sqrt{N}, \quad (4.1)$$

где $G_{\text{т}}$ – сила тяжести тягача, кг;

N – мощность тягача, л.с.

Распределение силы тяжести по осям самоходного скрепера, %:

– порожнего – на переднюю ось – 70, на заднюю – 30,

– загруженного – на переднюю ось – 50, на заднюю – 50.

Габариты скрепера включают длину L , ширину B и высоту H :

$$L = 5,3 \sqrt[3]{q_k}; \quad \hat{A} = 1,44 \dots 1,52 \sqrt[3]{q_k}; \quad H = 0,44 \dots 1,50 \sqrt[3]{q_k}. \quad (4.2)$$

Продольная колесная база

$$L_0 = 3,3\sqrt[3]{q_k} . \quad (4.3)$$

Поперечная колесная база – обычно такая же, как у тягачей. Если нет данных, тогда

$$B_0 = 0,32\dots 0,34\sqrt[3]{q_k} . \quad (4.4)$$

Во всех формулах, где есть диапазон коэффициентов, большие значения – для скреперов меньшей вместимости и мощности.

Как отмечалось, главный параметр ковша – его вместимость (q_k), а основные – его длина L_k , ширина B_k , высота H_k .

С уменьшением высоты и длины, увеличением ширины ковша сопротивление грунта снижается. Однако для скрепера с большой вместимостью ковша увеличивать B_k нельзя по транспортным соображениям.

Поэтому для ковшей $10 < q_k < 25 \text{ м}^3$ наиболее приемлемыми считают следующие размеры:

$$L_k = 0,73\dots 0,79\sqrt[3]{q_k} ; \quad (4.5)$$

$$B_k = 0,20\dots 1,30\sqrt[3]{q_k} ; \quad (4.6)$$

$$H_k = 0,64\dots 0,68\sqrt[3]{q_k} . \quad (4.7)$$

С другой стороны, по условиям проходимости скрепера должно выполняться соотношение

$$B_k = K_{\text{тяг}} + b + 2\Delta b, \quad (4.8)$$

где $K_{\text{тяг}}$ – колея одноосного тягача, м;

b – ширина пневмошины, м;

Δb – зазор между наружным краем шины и боковой стенкой ковша ($\Delta b = 0,03\dots 0,06 \text{ м}$).

Имеются и другие варианты взаимосвязи основных характеристик ковша скрепера, которые обеспечивают наименьшие значения энергоемкости рабочего процесса, в их числе соотношения:

$$L_{\hat{\epsilon}} = 0,74\sqrt[3]{q_{\hat{\epsilon}}} ; \quad \hat{A}_{\hat{\epsilon}} = 1,65\sqrt[3]{q_{\hat{\epsilon}}} ; \quad L'_{\kappa} = 0,66L_{\kappa} ; \quad (4.9)$$

$$H_{\kappa} = 0,4B_{\kappa} ; \quad H_{\text{max}} = 0,61B_{\kappa} ,$$

где L'_{κ} – длина днища ковша, м;

H_{max} – максимальная высота боковой стенки, м.

Развитие и совершенствование скреперов происходит на фоне падения спроса на эти машины из-за снижения числа строительных объектов с большими объемами земляных работ в Европе и Азии. В связи с этим их производство ведется в двух направлениях. Во-первых, разработка и выпуск двух-трех наиболее востребованных моделей скреперов из-за сокращения (и даже прекращения выпуска, например, в РФ) производства в европейских и азиатских компаниях, и, во-вторых, разработка и выпуск широких типоразмерных рядов самоходных и прицепных скреперов с тяговой и принудительной загрузкой для широкого спектра земляных работ, которые производят фактически в прежних объемах американские компании. Независимо от типа производства, их совершенствование осуществляется с учетом все возрастающих требований потребителей. К наиболее значимым относятся повышение безопасности эксплуатации и комфортности условий труда оператора; дальнейшее развитие микропроцессорного управления машиной с диагностическим контролем основных узлов в процессе работы; оснащение системой GPS и управление рабочим процессом с ее помощью; унификация силовых установок, тягачей, рабочего оборудования, включая ковши, трансмиссии, системы управления; расширение технологических возможностей по разработке грунтов различной крепости; реализация модульного принципа создания машин, упрощающего обслуживание и ремонт, а также обеспечивающего эффективную утилизацию машины после ее списания.

4.2 Тяговый расчет скрепера со свободной загрузкой

Тяговый расчет самоходного скрепера со свободной загрузкой производят для рабочего и транспортного режимов.

Для рабочего режима этот расчет выполняют при решении следующих задач:

1) по заданной вместимости ковша q_k определяют необходимую силу тяги и по ней подбирают тягач;

2) по заданному типу тягача определяют q_k скрепера.

Возникающие при работе скрепера сопротивления связаны с процессом копания. Силы сопротивления грунта копанию достигают максимальных значений в конце копания – на заключительной стадии заполнения ковша, которая и принимается за расчетное положение.

Тяговое усилие расходуется на преодоление следующих сопротивлений, возникающих при разработке грунта ковшом:

1) резанию грунта (W_p);

2) перемещению призмы волочения (W_n);

3) заполнению ковша ($W_{зап}$);

4) перемещению машины ($W_{пер}$).

Таким образом, общая сила сопротивления (H)

$$W = W_p + W_{\Pi} + W_{\text{зап}} + W_{\text{пер}}. \quad (4.10)$$

Сопротивление (Н) грунта резанию

$$W_p = \kappa_p B_k c_r, \quad (4.11)$$

где κ_p – удельное сопротивление грунта резанию (из таблицы 4.2).

Таблица 4.2 – Удельное сопротивление резанию различных грунтов

Грунт	κ_p , МПа
Пески	0,05–0,07
Супеси и суглинки	0,08–0,10
Тяжелые суглинки и глины	0,10–0,12

Если $\kappa_p > 0,12$ МПа, перед разработкой скрепером грунт необходимо предварительно рыхлить.

Ширину ковша скрепера B_k определяют конструктивно:

$$B = B_k, \quad (4.12)$$

где B – длина ножа ковша скрепера, м.

Толщину срезаемого слоя c_r , м, определяют из таблицы 4.3.

Таблица 4.3 – Зависимость толщины срезаемого слоя от вместимости ковша

q_k , м ³	c_r , м		
	6	10	15
Суглинки	0,04–0,06	0,08–0,10	0,12–0,14
Супеси	0,06–0,08	0,10–0,12	0,14–0,16

Эти расчеты используют для прямых ножей (т. е. для ножей самой простой формы), для ступенчатых – следует использовать другие формулы.

Сопротивление (Н) перемещению призмы волочения определяют по формуле

$$W_i = f_2 \pm i G_{i\delta} = \frac{f_2 \pm i}{\hat{e}_\delta} \rho_a g q_{i\delta}, \quad (4.13)$$

где f_2 – коэффициент трения грунта по грунту ($f_2 = 0,3 \dots 0,5$ – большие значения для песчаных грунтов);

i – уклон местности;

$G_{\text{пр}}$ – сила тяжести призмы волочения, Н;

k_p – коэффициент разрыхления грунта;
 ρ_r – плотность грунта, кг/м³;
 $q_{пр}$ – объем призмы волочения, м³, $q_{пр}$ (в относительных единицах) берут из таблицы 4.4.

Таблица 4.4 – Зависимость объема призмы волочения от вместимости ковша

Грунт	$q_{пр}$ (%) при вместимости ковша, м ³		
	6	10	15
Песок	26	28	32
Супесь	22	17	16
Суглинок	10	10	9
Глина	10	5	5

Кроме того, *сопротивление* $W_{п}$ можно найти, зная геометрические параметры грунта в ковше, из выражения

$$W_{п} = f_2 \pm i \gamma_r B_k H_r^2, \quad (4.14)$$

где γ – коэффициент объема призмы волочения перед заслонкой и ножами ковша ($\gamma = 0,5 \dots 0,7$; большие значения относятся к сыпучим грунтам);

B_k – ширина ковша, м;

H_r – высота грунта в ковше, м (из таблицы 4.5).

Таблица 4.5 – Зависимость высоты наполнения от вместимости ковша

q_k , м ³	2,25	6	10	15
H_r , м	1,00–1,13	1,25–1,50	1,8–2,0	2,3

Сопротивление (Н) *заполнению ковша* включает две составляющие:

а) *сопротивление силы тяжести поднимаемого столба* грунта, поступающего в ковш,

$$W'_{зап} = g \rho_r B_k c_r H_r; \quad (4.15)$$

б) *сопротивление трению грунта в ковше*, которое возникает в результате сил давления P боковых призм грунта, располагающихся по обе стороны столба грунта, при его перемещении в вертикальном направлении внутри ковша:

$$W''_{зап} = 2 f_2 P = x \rho_r g B_k H_r^2, \quad (4.16)$$

$$\text{где } x = \frac{\text{tg} \varphi_2}{1 + \text{tg}^2 \varphi_2} = \frac{1}{2} \sin 2\varphi_2, \quad (4.17)$$

φ_2 – угол внутреннего трения грунта (из таблицы 4.6).

Таблица 4.6 – Зависимость угла внутреннего трения от типа грунта

Грунт	φ_2 , град	α
Глина	14–19	0,24–0,31
Суглинок	24–30	0,37–0,44
Песок	35–45	0,46–0,50

Сопротивление (Н) перемещению скрепера

$$W_{\text{пер}} = f \pm i \cdot G_c + G_r \quad (4.18)$$

где f – коэффициент сопротивления передвигению (или качению колес),

$$f = \begin{cases} 0,15 \dots 0,20 & \text{– плотные грунты,} \\ 0,25 \dots 0,30 & \text{– пески,} \end{cases}$$

G_c – сила тяжести скрепера, Н;

G_r – сила тяжести грунта в ковше, Н,

$$G_r = \frac{k_n}{k_p} \rho_r g q_k \quad (4.19)$$

где k_n – коэффициент наполнения (из таблицы 4.7);

k_p – коэффициент разрыхления (из таблицы 4.8).

Таблица 4.7 – Зависимость коэффициента наполнения от типа грунта

Грунт	k_n	
	без толкача	с толкачом
Сухой песок	0,5–0,7	0,8–1,0
Супесь и средний суглинок	0,8–0,9	1,0–1,2
Тяжелый суглинок и глина	0,6–0,8	0,9–1,2

Для работы самоходных и полуприцепных скреперов необходимо, чтобы выполнялось соотношение

$$P_o \geq W, \quad (4.20)$$

где P_o – максимальная окружная сила на ведущих колесах скрепера, Н.

Если мощности силовой установки скрепера недостаточно для преодоления сил сопротивления, тогда используют толкач. В этом случае уравнение приобретает вид

$$P_o + k_o T_{\text{тол}} \geq W, \quad (4.21)$$

где $T_{\text{тол}}$ – тяговое усилие толкача, Н;

k_o – коэффициент одновременности работы скрепера и толкача,

$k_o = 0,80 \dots 0,85$.

Таблица 4.8 – Зависимость коэффициента разрыхления от типа грунта

Грунт	Влажность, %	ρ , г/см ³	k_p
Песок сухой	–	1,5–1,6	1,0–1,2
Песок влажный	12–15	1,6–1,7	1,1–1,2
Легкая супесь	7–10	1,5–1,7	1,1–1,2
Супесь и суглинок	4–6	1,6–1,8	1,2–1,4
Средний суглинок	15–18	1,6–1,8	1,2–1,3
Сухой пылевидный суглинок	8–12	1,6–1,8	1,3–1,4
Тяжелый суглинок	17–19	1,65–1,80	1,2–1,3
Сухая глина	–	1,7–1,8	1,2–1,3

Кроме того, необходимо произвести проверку возможности реализации тягового усилия по сцеплению:

$$G_{\text{сц}} \varphi_{\text{сц}} \geq P_o, \quad (4.22)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепная сила тяжести самоходного скрепера или тягача, Н;
 $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления.

Если указанные условия не выполняются, то предпринимают следующие меры:

- 1) изменяют толщину срезаемого грунта;
- 2) изменяют скорость движения при наборе грунта;
- 3) применяют толкач при наборе грунта.

Мощность двигателя (Вт) тягача самоходного скрепера можно определить, зная общую силу сопротивления W , из выражения

$$N = \frac{Wv}{\eta_{\text{од}}}, \quad (4.23)$$

где v – рабочая скорость скрепера, м/с;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии, $\eta_{\text{тр}} = 0,8 \dots 0,9$.

4.3 Определение усилий в гидроцилиндрах рабочего оборудования

Определение усилий в гидроцилиндрах подъема ковша. Усилия в системе управления положением ковша самоходного скрепера определяют для самого неблагоприятного случая нагружения:

- ковш заполнен полностью;
- начинается выглубление ковша;
- усилия на ведущих колесах скрепера имеют максимальные значения, что сопровождается буксованием.

Расчетная схема для этого случая представлена на рисунке 4.13. На скрепер в этом положении действуют сила тяжести скрепера с грунтом $G_{\text{к+г}}$, тяговое усилие толкача $T_{\text{т}}$, касательная $P_{\text{к}}$ и нормальная $P_{\text{н}}$ составляющие

сопротивления грунта копанию, а также горизонтальная F_2 и вертикальная R_2 реакции грунта на задние колеса. Для определения силы, развиваемой гидроцилиндрами подъема ковша скрепера $P_{ц}$, систему приводят в состояние равновесия относительно шарнира крепления боковых тяг (точки O). т. е.

$$\sum M_o = 0. \quad (4.24)$$

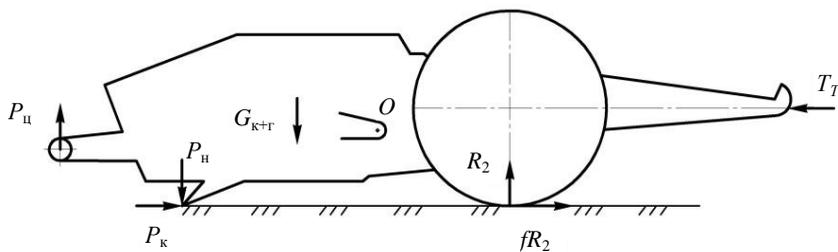


Рисунок 4.13 – Расчетная схема для определения усилий в гидроцилиндрах подъема ковша

Касательную составляющую сопротивления грунта копанию P_k определяют из выражения

$$P_k = (\varphi - f)G_{сц} + T_t - fR_2, \quad (4.25)$$

где $\varphi_{сц}$ и f – коэффициенты сцепления и сопротивления перекачиванию колес скрепера;

$G_{сц}$ – сцепная сила тяжести скрепера, Н,

$$G_{сц} = R_{пор}(1 + 0,15k_n),$$

$R_{пор}$ – нормальная реакция грунта на передние колеса при порожнем ковше, Н;

k_n – коэффициент наполнения ковша, $k_n = 1,2$ для ковша с «шапкой».

Нормальная составляющая (Н) сопротивления копанию

$$P_n = (0,20 \dots 0,25)P_k. \quad (4.26)$$

Сила тяжести ковша с грунтом

$$G_{к+г} = G_k + G_g,$$

где G_k – сила тяжести порожнего ковша, Н;

G_g – сила тяжести грунта в ковше, Н, ее можно определить по формуле (4.19).

Силу тяги толкача T_T принимают по технической характеристике бульдозера.

Вертикальную реакцию грунта на задних колесах определяют из уравнения моментов всех сил относительно передней оси скрепера.

Определение усилий в гидроцилиндрах передней заслонки. Наибольшие усилия при открывании заслонки возникают при разгрузке ковша в начальный момент ее открывания.

Расчетная схема для этого случая представлена на рисунке 4.14. Для наиболее распространенной конструкции на заслонку при ее открывании действуют следующие силы:

- сила тяжести заслонки G_3 , Н;
- нормальная сила R_n , действующая на заслонку со стороны грунта в ковше;
- сила трения грунта по внутренней поверхности заслонки T_1 , Н.

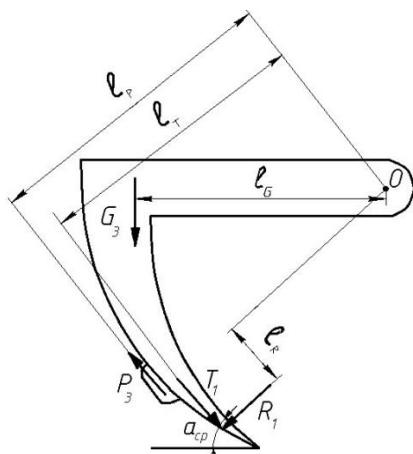


Рисунок 4.14 – Расчетная схема для определения усилий в гидроцилиндре привода заслонки

Соответственно, усилие в гидроцилиндре при открывании заслонки P_3 определяют из уравнения моментов относительно точки О подвеса заслонки, т. е.

$$\sum M_o = 0. \quad (4.27)$$

Массу (кг) заслонки ориентировочно принимают в зависимости от вместимости ковша скрепера

$$m_{\zeta} = \begin{cases} 250 \dots 300 - \text{äëÿ } q_{\hat{e}} = 3 \text{ ì }^3, \\ 400 \dots 500 - \text{äëÿ } q_{\hat{e}} = 6 \text{ ì }^3, \\ 600 \dots 700 - \text{äëÿ } q_{\hat{e}} = 10 \text{ ì }^3, \\ 800 \dots 900 - \text{äëÿ } q_{\hat{e}} = 15 \text{ ì }^3. \end{cases}$$

Силу R_n давления грунта на заслонку находят по формуле

$$R_n = \frac{1}{2} k_{гр} \delta \rho_{г} g h_1 L_3 B_3, \quad (4.28)$$

где $k_{гр}$ – коэффициент увеличения нагрузки за счет грунта, расположенного выше верхней кромки заслонки, $k_{гр} = 1,15 \dots 1,20$;

δ – коэффициент давления грунта (таблица 4.9);

h_1 – расстояние от нижней кромки заслонки до верха грунта, м,

$$h_1 = L_3 \sin \alpha_{cp},$$

α_{cp} – угол между горизонтальной линией и хордой, соединяющей верхнюю и нижнюю кромки заслонки, град;

L_3 – длина развернутой поверхности заслонки, м,

$$L_3 = \pi R_3 \beta / 180,$$

R_3 – радиус кривизны заслонки, м;

β – центральный угол заслонки, град (см. рисунок 4.14);

B_3 – ширина заслонки, м.

Таблица 4.9 – Зависимость коэффициента δ от характеристик грунта

Угол внутреннего трения φ_2 , град	Угол внешнего трения φ_1 , град	Угол наклона заслонки α_{cp} , град		
		30	50	70
30	30	1,50	2,25	3,50
30	15	1,38	1,89	2,86
20	20	1,26	1,63	2,12
20	10	1,22	1,61	1,92

Сила трения грунта по внутренней поверхности заслонки T_1 связана с силой R_H соотношением:

$$T_1 = f_1 R_H. \quad (4.29)$$

Определение усилий в гидроцилиндрах задней стенки. При определении усилий, необходимых для принудительной разгрузки ковша скрепера, за расчетное положение принимают начало перемещения задней стенки заполненного ковша при открытой заслонке.

При разгрузке ковша путем выдавливания грунта задней стенкой ее гидроцилиндры преодолевают силы трения грунта по днищу $F_{дн}$ и боковым стенкам ковша $F_{бс}$, а также сопротивление качению роликов задней стенки F_p .

Усилия в гидроцилиндрах задней стенки $P_{зс}$ (Н) определяют из выражения

$$P_{зс} = \frac{1}{n} (F_{дн} + F_{бс} + F_p), \quad (4.30)$$

где n – количество гидроцилиндров задней стенки.

Сила трения грунта по днищу (по стали)

$$F_{дн} = f_1 G_r = \kappa_H f_1 \rho_r g q_k, \quad (4.31)$$

где G_r – сила тяжести грунта в ковше, Н.

Сила трения грунта по боковым стенкам ковша

$$F_{бс} = 2 f_1 P_{гр}, \quad (4.32)$$

где $P_{гр}$ – сила, действующая со стороны грунта в ковше на боковую стенку, Н,

$$P_{гр} = \frac{1}{2} \xi g \rho_r L_k H_{\max}^2,$$

ξ – коэффициент бокового давления грунта на стенки, $\xi = 0,6 \dots 0,8$,
для более точных расчетов используют формулу

$$\xi = \operatorname{tg}^2 \left(45 - \frac{\Phi_2}{2} \right).$$

H_{\max} находят по формуле (4.9).

Сила (Н) сопротивления качению роликов задней стенки по днищу ковша

$$F_p = f_p G_{ст}, \quad (4.33)$$

где f_p – коэффициент сопротивления качению роликов, $f = 0,10 \dots 0,15$;

$G_{ст}$ – сила тяжести задней стенки, принимают $G_{ст} = 1,2G_3$.

Определение нагрузок, действующих на скрепер. Для определения нагрузок, действующих на элементы скрепера, и расчета на прочность выбирают положения, при которых они испытывают наибольшие нагрузки.

К активным силам, действующим на скрепер, относятся сила тяжести скрепера с грунтом (включая тягач) $G_{с+г}$, сила тяги T и толкающая сила (толкача) T_T .

Реактивные силы – это горизонтальная P_k и вертикальная P_n составляющие сопротивления грунта резанию, действующие на нож, а также вертикальные реакции грунта, действующие на передние R_1 и задние R_2 колеса, и его горизонтальные реакции fR_1 и fR_2 .

Сила тяжести скрепера и его сила тяги не являются постоянными, они достигают максимальных значений в конце наполнения.

Силу тяги определяют либо по мощности двигателя тягача, либо по условию сцепления ходового движителя с грунтом. Для самоходных скреперов силу тяги удобно рассматривать как окружную силу P_0 .

Расчеты на прочность элементов скрепера производят для двух стадий процесса:

- 1) *при копании грунта;*
- 2) *при его транспортировании.*

Различные элементы скрепера испытывают наибольшие нагрузки при разных условиях эксплуатации в рабочем и транспортном режимах. Поэтому при расчетах на прочность выбирают наиболее неблагоприятные условия нагружения деталей и узлов машины. В их числе следующие расчетные положения.

Во-первых, расчетное положение, которое возникает в конце копания и начале подъема ковша скрепера (рисунок 4.15). При этом объем призмы волочения достигает максимальных значений, тягач и толкач развивают максимальные тяговые усилия. Это положение используют для проверки на прочность металлоконструкций (рамы, хобота и др.) скрепера, а также цепного устройства, ковша и др.

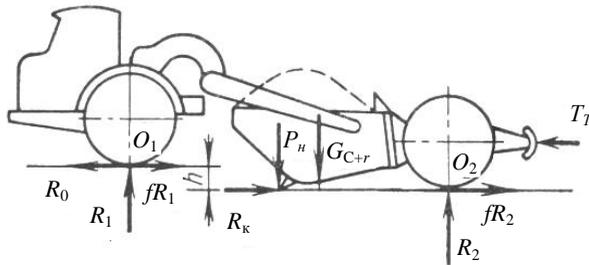


Рисунок 4.15 – Силевая схема скрепера в конце копания (в начале выглубления ковша)

Горизонтальную составляющую сопротивления грунта резанию P_k находят из условия тягового баланса с некоторыми допущениями:

- 1) призма волочения отсутствует (при работе на твердых грунтах), т. е. $W_{пр} = 0$;
- 2) движение осуществляется на горизонтальном участке.

В этих условиях

$$P_k = P_o + T_T - W_{пер} \quad (4.34)$$

Вертикальная составляющая P_n в процессе наполнения ковша меняется как по величине, так и по направлению

$$P_n = \psi P_k, \quad (4.35)$$

где $\psi = \begin{cases} 0,2 - \text{при резании и наполнении ковша,} \\ 0,4 \dots 0,5 - \text{при выглублении.} \end{cases}$

Для определения вертикальных реакций грунта на передних R_1 и задних R_2 колесах используют систему уравнений:

$$\begin{cases} \sum M_{O_2} = 0, \\ \sum M_{O_1} = 0, \\ \sum X = 0. \end{cases} \quad (4.36)$$

Во-вторых, расчетное положение возникает при копании, когда *грузе- ный скрепер перемещается по горизонтальной поверхности и опирается только на передние колеса и ножи с вывешенными задними колесами* (ри- сунок 4.16). Это положение используют для проверки опорно-поворотного устройства и узла крепления тяговой рамы к ковшу.

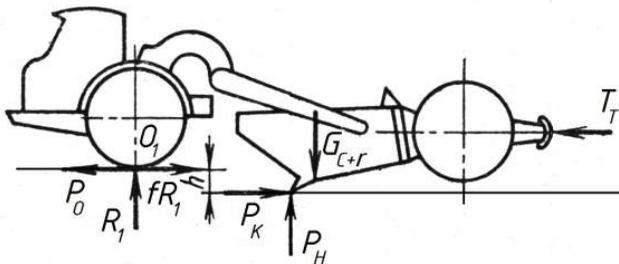


Рисунок 4.16 – Силловая схема скрепера при копании с вывешенными задними колесами

Для определения сил, действующих на скрепер, используют уравнение тягового баланса и систему следующих уравнений:

$$\begin{cases} \sum M_{O_1} = 0, \\ \sum X = 0, \\ \sum Y = 0, \end{cases} \quad (4.37)$$

Как видно из (4.37), машину приводят в состояние равновесия относительно точки O_1 контакта передних колес с опорной поверхностью. Решая эти уравнения, находят значения реактивных сил R_1 и P_H .

В-третьих, в *транспортном режиме* силовые нагрузки определяют для двух основных случаев: при прямолинейном движении (рисунок 4.17) и поворо- те на 90° (рисунок 4.18).

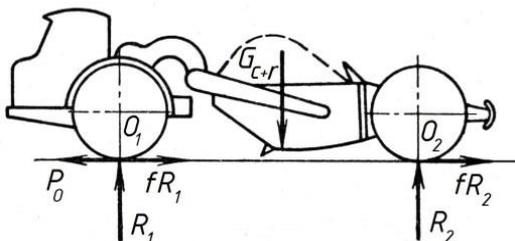


Рисунок 4.17 – Силловая схема скрепера в транспортном режиме

В расчетном транспортном положении *при прямолинейном движении* (см. рисунок 4.17) проверяют на прочность металлоконструкцию скрепера, поворотнo-сцепное устройство и гидроцилиндры управления положением ковша.

При транспортировании (при прямолинейном движении) следует учитывать динамические нагрузки, которые в два раза превосходят статические (т. е. $G_{\text{дин}} = \kappa_d G_{\text{с+г}}$, где $\kappa_d = 2$ – коэффициент динамичности).

Для прямолинейного движения реакции находят из системы уравнений:

$$\begin{cases} \sum M_{O_2} = 0, \\ \sum X = 0, \\ \sum Y = 0. \end{cases} \quad (4.38)$$

Условие движения получают из уравнения $\sum X = 0$:

$$P_0 \geq f(R_1 + R_2). \quad (4.39)$$

В расчетном положении *при повороте* (см. рисунок 4.18) тягач повернут по отношению к груженому скреперу под углом 90° , заднее колесо находится в выемке глубиной $t = 0,5r_k$ (r_k – радиус колеса, м). Это положение используют для проверки на прочность тяговой рамы и элементов крепления задних колес.

Для выезда из выемки необходимо приложить окружное усилие P_0 на ведущих колесах, которое преодолевает сопротивление перекатыванию (качению) колес скрепера и сопротивление препятствия:

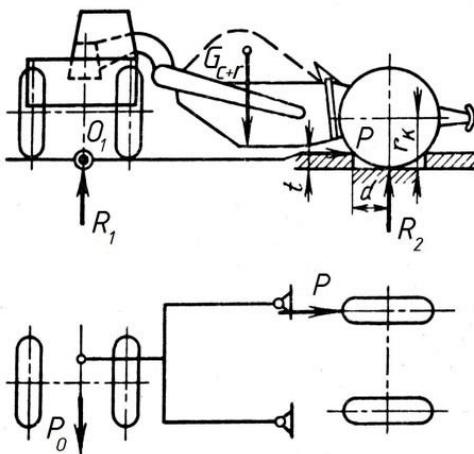


Рисунок 4.18 – Силовая схема скрепера в транспортном режиме при повороте

$$P_0 = fG_{\text{с+г}} + P, \quad (4.40)$$

где P – сила сопротивления препятствия, Н.

Реакции на колесах находят из уравнений

$$\begin{cases} \sum M_{o_1} = 0, \\ \sum Y = 0. \end{cases} \quad (4.41)$$

Силу сопротивления препятствия (Н) находят из условия равновесия заднего колеса:

$$D = \frac{aR_2}{2(r_{\tilde{e}} - t)}, \quad (4.42)$$

где a – расстояние (по горизонтали) от центра тяжести до оси задних колес, м.

4.4 Определение производительности

Производительность самоходного скрепера зависит от многих факторов, учесть которые в целом не представляется возможным. Поэтому в различных вариантах ее расчета выделяют наиболее значимые, на взгляд авторов, факторы, а менее значимые выражают константами.

Эксплуатационную производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) определяют по формуле

$$P_3 = 3600 \frac{K_B K_H}{K_P} \cdot \frac{q_K}{T_{\text{ц}}}, \quad (4.43)$$

где $T_{\text{ц}}$ – продолжительность цикла, с.

Для оценки продолжительности цикла работы скрепера используют ряд расчетов, в числе которых приведенные ниже варианты.

По первому варианту время цикла (с) находят, считая постоянными скорости перемещения скрепера на различных стадиях процесса наполнения ковша:

$$\dot{O}_6 = \frac{l_{i_{\text{дд}}}}{v_{i_{\text{дд}}}} + \frac{l_{\text{дд}}}{v_{\text{дд}}} + \frac{l_{\text{дд}\text{дс}}}{v_{\text{дд}\text{дс}}} + \frac{l_{\text{дд}\text{д}\tilde{e}}}{v_{\text{дд}\text{д}\tilde{e}}} + t_{\text{дд}\tilde{e}}, \quad (4.44)$$

$l_{\text{нап}}$ – длина пути заполнения ковша, $l_{\text{нап}} = 20 \dots 50$ м;

$v_{i_{\text{дд}}}$ – скорость движения на пути заполнения, $v_{i_{\text{дд}}} = 2,5 \dots 3,5$ км/ч, т. е.

$$v_{i_{\text{дд}}} = 0,7 \dots 1,0 \text{ м/с};$$

$l_{\text{тр}}$ – длина пути транспортирования грунта, м;

$v_{\text{дд}}$ – скорость транспортирования, $v_{\text{дд}} = 18 \dots 20$ км/ч, т. е.

$$v_{\text{дд}} = 5,0 \dots 5,6 \text{ м/с};$$

$l_{\text{раз}}$ – длина пути разгрузки, $l_{\text{раз}} = 10 \dots 25$ м;

$v_{\text{д\grave{a}ц}}$ – скорость движения при разгрузке, $v_{\text{д\grave{a}ц}} = 4 \dots 8$ км/ч, т. е.

$$v_{\text{д\grave{a}ц}} = 1,1 \dots 2,2 \text{ м/с};$$

$l_{\text{хол}}$ – длина холостого пути порожнего скрепера, м, принимают

$$l_{\text{хол}} = l_{\text{тр}} + l_{\text{раз}};$$

$v_{\text{о\grave{i} \ddot{e}}}$ – скорость движения порожнего скрепера, $v_{\text{о\grave{i} \ddot{e}}} = 25 \dots 30$ км/ч, т. е.

$$v_{\text{о\grave{i} \ddot{e}}} = 7,0 \dots 8,3 \text{ м/с};$$

$t_{\text{всп}}$ – время на вспомогательные операции, $t_{\text{всп}} = 15 \dots 20$ с.

Если же учитывать *изменение скоростей перемещения скрепера при заполнении ковша и при его разгрузке*, тогда

время наполнения ковша

$$t_{i \ddot{a}i} = \frac{2\hat{e}_i \hat{e}_i}{\hat{e}_\delta} \frac{q_{\hat{e}}}{B_{\hat{e}} \tilde{n}_{\hat{a}} (v_{i.f \ddot{a}i} + v_{\hat{e}.f \ddot{a}i})},$$

время разгрузки ковша

$$t_{\text{д\grave{a}ц}} = \frac{2\hat{e}_i q_{\hat{e}}}{B_{\hat{e}} \tilde{n}_{\hat{e}} (v_{i.\text{д\grave{a}ц}} + v_{\hat{e}.\text{д\grave{a}ц}})},$$

где $k_{\text{п}}$ – коэффициент учета потерь грунта в призму волочения и боковые валики, $k_{\text{п}} = 1,35$;

$v_{\text{н.нап}}, v_{\text{к.нап}}$ – скорость скрепера в начале и конце наполнения ковша, м/с;

$v_{\text{н.раз}}, v_{\text{к.раз}}$ – скорость скрепера в начале и конце разгрузки ковша, м/с;

$c_{\text{сл}}$ – толщина слоя грунта, выгружаемого из ковша, м.

По второму варианту *время цикла* находят, задавая продолжительность основных стадий процесса по результатам натурных испытаний:

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{нап}} + t_{\text{тр}} + t_{\text{раз}} + t_{\text{хол}} + t_{\text{всп}}, \quad (4.45)$$

$t_{\text{нап}}$ – время заполнения ковша, $t_{\text{нап}} = 60 \dots 90$ с;

$t_{\text{тр}}$ – время транспортирования грунта к месту разгрузки, с,

$$t_{\text{д\grave{a}д}} = \frac{l_{\text{д\grave{a}д}}}{v_{\text{д\grave{a}д}}},$$

$v_{\text{д\grave{a}д}} = 5,0 \dots 5,6$ м/с;

$t_{\text{раз}}$ – время разгрузки ковша, $t_{\text{раз}} = 10 \dots 20$ с;

$t_{\text{хол}}$ – время холостого хода при движении порожнего скрепера к месту набора грунта, с,

$$t_{\text{дв}} = \frac{l_{\text{дв}}}{v_{\text{дв}}},$$

$$v_{\text{дв}} = 7,0 \dots 8,3 \text{ м/с};$$

$$l_{\text{дв}} = l_{\text{дв}};$$

$t_{\text{всп}}$ – вспомогательное время, затрачиваемое на маневрирование, ожидание толкача и др., $t_{\text{всп}} = 15 \dots 45$ с.

Определение рационального времени наполнения ковша скрепера.

Как уже отмечалось, для повышения эффективности работы самоходных скреперов с тяговой загрузкой ковша используют толкачи, за исключением разработки грунтов I категории. С одной стороны, это позволяет повысить производительность земляных работ, но с другой – использование комплекта «скрепер – толкач» сопровождается увеличением себестоимости разработки грунта.

В формуле (4.45) не учитывается состояние поверхности, по которой перемещается скрепер. Между тем, оно существенно влияет на скорость передвижения скрепера. Об этом свидетельствуют данные рисунка 4.19, на котором представлены зависимости средней скорости движения скрепера от показателя неровностей n и их высоты h . Показатель n связывает расстояние между двумя соседними неровностями L с их высотой ($n = L/h$). Коэффициент сопротивления движению принимают 0,1.

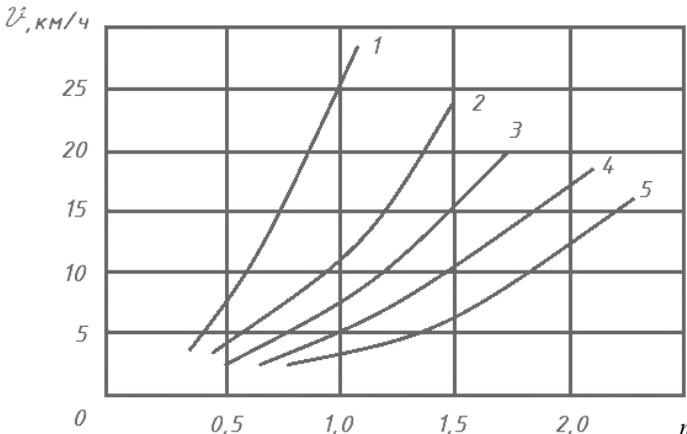


Рисунок 4.19 – Зависимость скорости передвижения скрепера от показателя n при высоте неровностей h :
1 – 5 см; 2 – 10; 3 – 20; 4 – 30; 5 – 40 см

В этом случае время на транспортировку грунта и возвращение скрепера на место набора грунта определяют по формуле

$$t_{\delta\delta} + t_{\delta\delta\epsilon} = \frac{L_{\delta\delta}}{v_{\delta\delta}},$$

где $L_{\text{тр}}$ – расстояние между местом набора грунта и местом его отсыпки, м;
 $v_{\delta\delta}$ – средняя скорость движения машины (по рисунку 4.19), м/с.

В общем случае при использовании системы «толкач – скрепер» ее производительность ограничивается производительностью толкача. Поэтому *теоретическую производительность скрепера в системе «толкач – скрепер»* определяют по формуле, учитывающей только наиболее значимые стадии цикла:

$$\dot{V}_{\text{н\epsilon}} = 3600 \frac{q_{\epsilon}}{Q_{\delta}} = 3600 \frac{q_{\epsilon}}{t_{i\delta i} + t_{i\delta\delta}}, \quad (4.46)$$

где $t_{\text{нап}}$ – время набора грунта в ковш, с;

$t_{\text{пер}}$ – время, затрачиваемое скрепером на движение, разгрузку и простой в ожидании толкача, с.

Теоретическую производительность (м³/ч) толкача в системе «толкач – скрепер» рассчитывают по формуле

$$\dot{V}_{\delta} = 3600 \frac{q_{\delta}}{T_{\delta,\delta}}, \quad (4.47)$$

где $T_{\text{ц.т}}$ – время цикла толкача, с,

$$T_{\text{ц.т}} = t_{\text{нап}} + t_1 + t_2 + t_3,$$

t_1 – время после окончания загрузки, в течение которого толкач сохраняет контакт со скрепером и помогает ему покинуть забой, с;

t_2 – время возвращения толкача к месту начала загрузки, $t_2 \approx 0,4t_{i\delta i}$;

t_3 – время, необходимое толкачу на вступление в контакт со скрепером, с;

$$t_1 + t_3 = 15.$$

С учетом принятых допущений время цикла (с) толкача

$$T_{\text{ц.т}} = 1,4t_{\text{нап}} + 15.$$

Увеличение пути и времени наполнения ковша, с одной стороны, увеличивает объем набранного в ковш грунта, а с другой – снижает производительность.

Обычно в качестве толкачей используют бульдозеры на базе тракторов Т-170, Т-180 или ДЭТ-250. При выборе рационального времени наполнения ковша в системе «толкач – скрепер» следует учитывать следующее. При наборе грунта на начальном этапе происходит интенсивное наполнение ковша, а затем – довольно медленное из-за недостаточного тягового усилия скреперного агрегата или его буксования, что сопровождается увеличением призмы волочения. По данным таблицы 4.10 подавляющая часть грунта (около 90 %) попадает в ковш на начальной стадии его набора.

Таблица 4.10 – Взаимосвязь времени набора и объема грунта в ковше

Время набора грунта, % от номинального	14	28	42	56	70	85	100
Объем грунта в ковше, % от номинального	41	68	83	91	96	98	100

Время наполнения $t_{\text{нап}}$ и коэффициент наполнения ковша k_n скрепера (на примере скрепера МоАЗ-6014) определяют на основании экспериментальных данных из таблицы 4.11 для разных категорий грунта при использовании бульдозеров-толкачей различных моделей.

Таблица 4.11 – Коэффициент наполнения k_n и время наполнения ковша $t_{\text{нап}}$ при работе с различными толкачами

Число ударов ударника ДорНИИ	Тип толкача					
	Т-170		Т-180		ДЭТ-250	
	k_n	$t_{\text{нап}}, \text{с}$	k_n	$t_{\text{нап}}, \text{с}$	k_n	$t_{\text{нап}}, \text{с}$
1	0,90	12	0,90	80	1,15	70
2	1,00	90	1,05	65	1,20	58
3	1,10	79	1,15	50	1,20	46
4	1,15	68	1,20	45	1,20	68
5	1,15	68	1,20	46	1,20	40
6	1,14	72	1,20	46	1,20	40
7	1,08	90	1,20	54	1,20	40
8	1,00	90	1,20	54	1,20	40
9	0,90	94	1,10	68	1,20	40
10	0,85	98	1,00	74	1,20	40

Поэтому имеется оптимальное время наполнения ковша, при котором производительность будет максимальной, а себестоимость работ минимальной. Это характерно для малых расстояний транспортирования грунта.

В таблице 4.12 представлены результаты расчета производительности системы «скрепер – толкач» для различного числа скреперов (время нахождения в пути $t_{\text{тр}} = 250 \text{ с}$). На рисунке 4.20 эти данные представлены в виде зависимости производительности от времени наполнения ковша. Из графиков видно, что применение толкача эффективно во всем диапазоне времени наполнения для системы с одним и двумя скреперами (кривые 1 и 2). С уве-

личением числа скреперов эффективность применения толкача снижается по мере увеличения времени наполнения ковшей. Так, если для трех скреперов (кривая 4) толкач обеспечивает эффект в диапазоне до 70 с, то для шести скреперов – только в диапазоне до 10 с наполнения.

Рисунок 4.20 – Зависимость производительности системы «скрепер – толкач» от времени наполнения ковша и количества скреперов:
 1 – с одним; 2 – с двумя;
 4 – с тремя; 5 – с четырьмя;
 6 – с пятью; 7 – с шестью скреперами;
 3 – толкача

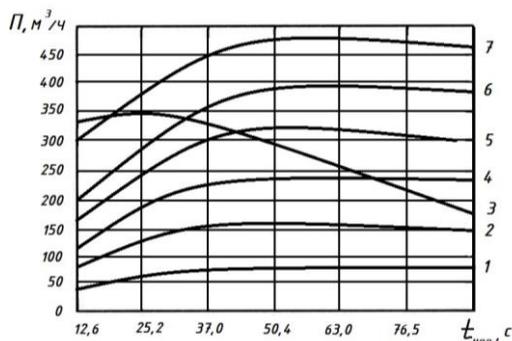


Таблица 4.12 – Технические характеристики системы «скреперы МоАЗ-60М – трактор-толкач Т-170М»

Параметр	Значение							
Время набора $t_{\text{нап}}, \text{с}$	12,6	25,2	37,0	50,4	63,0	76,5	90	
Время в пути $t_{\text{пр}}, \text{с}$	250	250	250	250	250	250	250	
Объем грунта $q_{\text{к}}, \text{м}^3$	3,54	5,87	7,17	7,86	8,29	8,46	8,64	
Время цикла скрепера $T_{\text{с}} = t_{\text{нап}} + t_{\text{пер}}, \text{с}$	262,6	275,2	287	300,4	313,0	326,5	340	
$n_{\text{н}} = \frac{3600}{T_{\text{н}}}, \text{ч}^{-1}$	11,4	10,9	10,5	10,0	9,6	9,2	8,8	
$\dot{I}_{\text{нэ}} = \dot{i}_{\text{нэ}} q_{\text{к}}, \text{м}^3/\text{ч}$	40,4	63,9	74,9	78,4	79,4	77,8	76,2	
$n_{\text{д}} = \frac{3600}{T_{\text{д}}}, \text{ч}^{-1}$	91,9	59,7	44,9	35,1	29,1	24,5	21,2	
$\dot{I}_{\text{д}} = n_{\text{д}} q_{\text{к}}, \text{м}^3/\text{ч}$	325,3	350,2	321,9	275,5	240,9	207,3	183,2	
$\dot{I}_{2\text{нэ}} = 2\dot{I}_{\text{нэ}}, \text{м}^3/\text{ч}$	80,3	127,8	149,8	156,8	158,0	155,7	152,4	
$\dot{I}_{3\text{нэ}} = 3\dot{I}_{\text{нэ}}, \text{м}^3/\text{ч}$	121,3	191,7	224,7	235,3	238,2	233,5	228,5	
$\dot{I}_{4\text{нэ}} = 4\dot{I}_{\text{нэ}}, \text{м}^3/\text{ч}$	161,4	255,6	299,6	313,8	316,0	311,3	304,8	
$\dot{I}_{5\text{нэ}} = 5\dot{I}_{\text{нэ}}, \text{м}^3/\text{ч}$	202,0	319,5	374,5	392,2	397,0	389,2	380,8	
$\dot{I}_{6\text{нэ}} = 6\dot{I}_{\text{нэ}}, \text{м}^3/\text{ч}$	242,6	383,4	449,4	470,6	476,4	467,0	457,0	
<i>Примечание</i> – $n_{\text{с}}$ – число циклов скрепера в час; $P_{\text{ск}}$ – производительность одного скрепера; $n_{\text{т}}$ – число циклов толкача в час; $P_{\text{т}}$ – производительность толкача; $P_{\text{иск}}$ – производительность i -скреперов.								

Контрольные вопросы и задания к разделу 4

- 1 По каким основным признакам классифицируют скреперы?
- 2 Назначение и рабочий процесс скреперов со свободной и принудительной загрузкой.
- 3 Конструктивные особенности скреперного оборудования со свободной (тяговой) загрузкой.
- 4 Как осуществляется поворот скрепера?
- 5 Как производится управление рабочими органами самоходного скрепера со свободной загрузкой?
- 6 Условие проходимости скрепера по ширине.
- 7 Как определить силу сопротивления грунта резанию ножами скрепера?
- 8 Чем отличаются тяговые расчеты самоходных скреперов со свободной и принудительной загрузкой?
- 9 Привести силовые схемы самоходного скрепера в рабочем и транспортном режимах.
- 10 Привести формулу для определения эксплуатационной производительности самоходного скрепера с применением и без применения толкача.
- 11 Привести уравнение тягового баланса для самоходного скрепера и для системы «скрепер – толкач».

Задание 1. Выполнить тяговый расчет самоходного скрепера. Для этого следует:

- 1) получить задание, в котором задан тип скрепера и категория разрабатываемого грунта;
- 2) произвести тяговый расчет по формулам (4.10)–(4.19) в соответствии с приведенными рекомендациями, сопоставить общую силу сопротивления перемещению скрепера в рабочем режиме силе тяги по сцеплению и силе тяги по двигателю по формулам (4.20)–(4.22);
- 3) подобрать толкач и повторно произвести расчет по определению промежуточных значений высоты грунта в ковше; при этом силу тяги принять равной общей силе сопротивления W по формуле (4.21);
- 4) в расчетах следует принять следующие значения высоты наполнения ковша грунтом: 0 ; $0,3H_k$; $0,8H_k$; $1,0H_k$; $1,2H_k$ и максимальную, равную высоте боковой стенки ковша;
- 5) по результатам расчетов построить графическую зависимость толщины стружки от высоты грунта в ковше;
- 6) сделать выводы по полученным результатам.

Задание 2. Определить производительность самоходного скрепера. Для этого следует:

- 1) изучить задание, в котором задан тип скрепера, грунтовые и дорожные условия;
- 2) рассчитать производительность скрепера при дальности транспортирования грунта от 0,2 до 2,5 км;
- 3) в расчетах следует использовать не менее пяти значений дальности пути;

- 4) построить график зависимости производительности скрепера от дальности пути транспортирования;
- 5) сделать выводы на основании полученных результатов.

Задание 3. Определить рациональное время наполнения ковша скрепера.

Для этого следует:

- 1) изучить задание, в котором даны типы скрепера и тягача, категория грунта и режимы технологического процесса;
- 2) определить число циклов скрепера в течение часа;
- 3) определить время цикла толкача и число его циклов в течение часа;
- 4) определить производительность толкача;
- 5) определить производительность двух, трех, четырех, пяти и шести скреперов;
- 6) по результатам расчетов построить графики зависимости производительности скреперов от времени наполнения ковша и определить оптимальное число скреперов.

5 АВТОГРЕЙДЕРЫ

Цель работы – изучение конструкции и устройства автогрейдеров, а также определение их основных параметров.

Автогрейдер – это самоходная землеройно-транспортная машина на пневмоколесном ходу с отвальным рабочим органом.

Классификация и назначение. Автогрейдеры используют для решения следующих задач:

- 1) послойной разработки грунтов I–II категорий;
- 2) планировки и профилирования земляного полотна автомобильных и железных дорог;
- 3) возведения насыпей и формирования выемок;
- 4) прокладывания и очистки канав и кюветов;
- 5) сооружения корыт для дорожных оснований;
- 6) перемешивания грунта, щебня, гравия с вяжущими материалами и разравнивания полученных смесей;
- 7) разрушения дорожных покрытий и прочных грунтов;
- 8) очистки дорожных покрытий от снега и снегового наката.

Рабочий процесс разработки грунта состоит в срезе и поперечном перемещении грунта вдоль отвала, который расположен под углом к направлению движения автогрейдера. Как правило, каждый срез сопровождается несколькими проходами по перемещению срезанного грунта на необходимое расстояние для его укладки в заданное место.

Автогрейдеры разделяют по следующим основным признакам:

- 1) *по массе и мощности двигателя* N – на легкие (до 9 т, $N = 45–75$ кВт), средние (9–13 т, 75–110 кВт), тяжелые (13–19 т, 110–185 кВт) и сверхтяжелые (более 19 т, $N > 185$ кВт).

Отметим, что типоразмерные ряды автогрейдеров расширяются как в сторону уменьшения, так и увеличения их единичной мощности, поэтому указанные диапазоны могут меняться.

Кроме этого, исторически сложилось деление автогрейдеров на классы по мощности двигателя:

- класс 100 ($N = 90 \dots 120$ л.с.);
- класс 160 ($N = 135 \dots 200$ л.с.);
- класс 250 ($N = 240 \dots 300$ л.с.);

2) *по типу ходовой трансмиссии* – с механической, гидромеханической (с гидродинамическим и гидрообъемным компонентами) и комбинированной;

3) *по числу осей* – двух- и трехосные, колесную схему которых характеризуют формулой

$$A \times B \times B,$$

где А – число осей с управляемыми колесами;

В – число ведущих осей;

В – общее число осей;

4) *по степени подвижности отвала* – с полно- и неполноповоротным отвалом;

5) *по типу рамы* – с моноблочной и шарнирно-сочлененной рамой.

5.1 Изучение конструкции и устройства

Автогрейдер наиболее распространенной трехосной конструкции (рисунк 5.1) состоит из основной рамы 9 с выгнутой хребтовой балкой, силовой установки 2, трансмиссии 4 и ходовой системы, основного рабочего оборудования, которое включает грейдерный отвал 5, поворотный круг и тяговую раму 6, дополнительного навесного рабочего оборудования (кирковщика, рыхлителя или бульдозерного отвала 8), а также кабины 1 с органами управления, гидросистемы и электрооборудования.

Рама автогрейдера состоит из хребтовой балки и подмоторной рамы, которая включает два продольных лонжерона и двух поперечин. В моноблочных конструкциях хребтовая балка и рама сварены между собой и представляют единое целое, а в шарнирно сочлененных связаны между собой вертикальным шарниром и могут поворачиваться относительно друг друга (в плане) на угол $\pm 30^\circ$. Это уменьшает радиус поворота машины в 1,5–2,0 раза. Как правило, жесткая и шарнирно-сочлененная рамы в значительной степени унифицированы между собой в однотипных автогрейдерах различных модификаций. Поворот хребтовой балки относительно подмоторной рамы обеспечивается, как и у других шарнирно-сочлененных машин, двумя гидроцилиндрами. У автогрейдера система управления изломом рамы не является следящей, так как она не участвует в маневрировании и работает независимо от рулевого механизма, т. е. ее работа не синхронизирована с поворотом передних колес. Ее используют только для уменьшения радиуса поворота машины.

Современные автогрейдеры изготавливают по единой принципиальной схеме в виде самоходных, в основном, трехосных машин с полноповоротным отвалом и гидравлической системой управления рабочими органами.

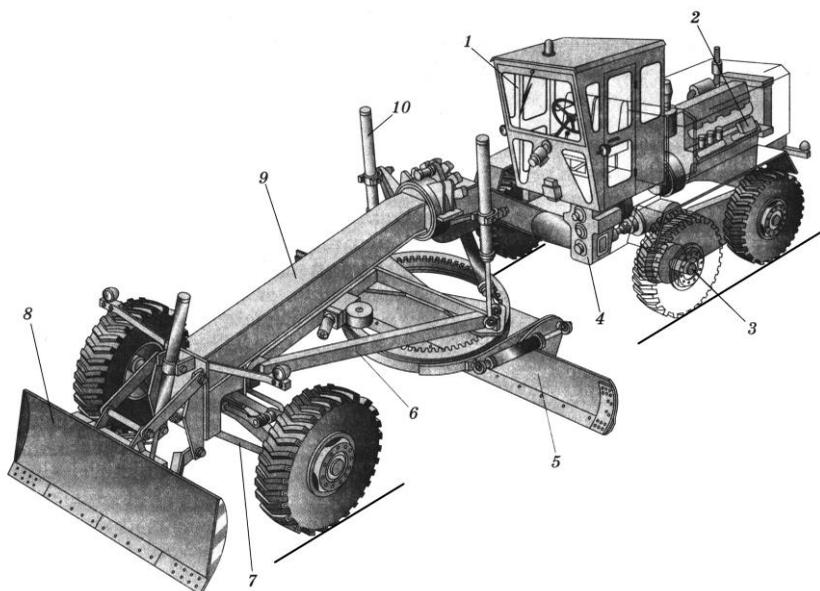


Рисунок 5.1 – Автогрейдер:

- 1 – кабина управления; 2 – двигатель; 3 – задняя тележка; 4 – трансмиссия;
 5 – грейдерный отвал; 6 – тяговая рама; 7 – передняя ось; 8 – бульдозерный отвал;
 9 – основная хребтовая рама; 10 – механизм подвески

Наибольшее распространение имеют автогрейдеры с колесной формулой $1 \times 2 \times 3$. На рисунке 5.2 представлена конструктивная схема трехосного автогрейдера среднего типа с полноповоротным отвалом. В моноблочном варианте основная рама 3 (хребтовая балка круглого или прямоугольного сечения) в задней части соединена (сваркой) с подмоторной рамой и опирается на задний мост с продольно-балансирной подвеской парных колес 12. Передней частью рама 3 опирается на переднюю ось с управляемыми передними колесами. На моноблочной раме размещают двигатель с трансмиссией 2, кабину с механизмами управления, основное и дополнительное рабочее оборудование.

Управляемая передняя ось представляет собой балку с колесами, шарнирно закрепленными на ее концах. Основной особенностью переднего управляемого моста автогрейдера является возможность одновременного поворота и наклона обоих колес. Угол бокового наклона колес для всех типов машин составляет $\pm 20^\circ$.

Задние ходовые колеса с каждой стороны попарно объединены балансирными балками (продольно-балансирными подвесками) 12. Подобная подвеска передних и задних колес обеспечивает опору автогрейдера на все колеса независимо от рельефа обрабатываемой поверхности.

Грейдерный отвал 10, оснащенный сменными секционными двухлезвийными ножами, крепят кронштейнами к поворотному кругу 9, который устанавливают на тяговой раме 6. Тяговая и основная рамы связаны между собой: спереди – универсальным шарниром, а сзади – гидроцилиндрами 4 и 5. Раздельное действие гидроцилиндров 4 механизма подъема-опускания обеспечивает поворот тяговой рамы вокруг продольной оси, а одновременное их действие – подъем или опускание ее заднего конца. Гидроцилиндр 5 обеспечивает вынос отвала в сторону от продольной оси автогрейдера.

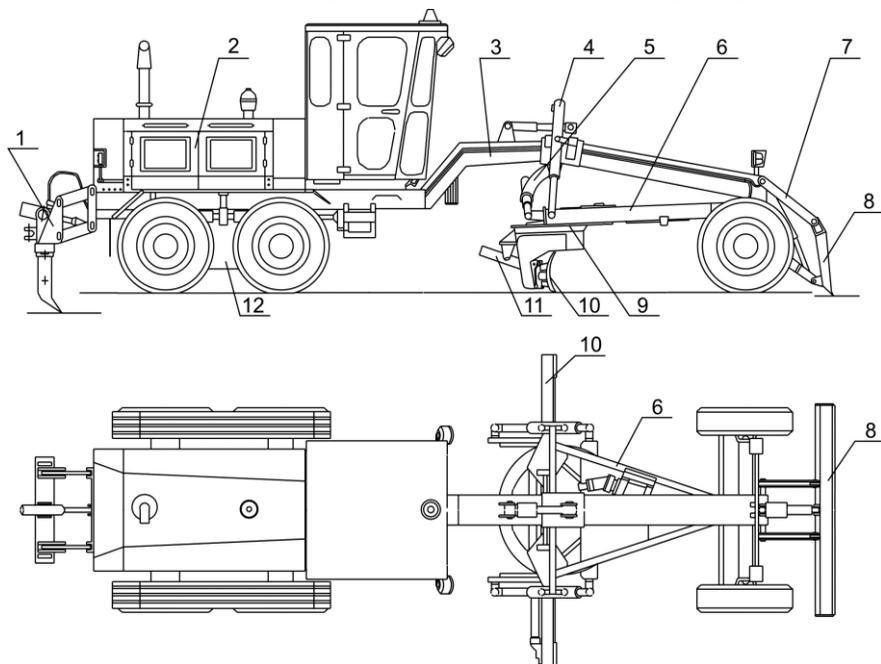


Рисунок 5.2 – Конструктивная схема трехосного автогрейдера:

1 – рыхлитель (кирковщик); 2 – силовая установка с трансмиссией; 3 – основная рама; 4 – гидроцилиндр подъема-опускания отвала; 5 – гидроцилиндр выдвигания отвала (относительно продольной оси); 6 – тяговая рама; 7 – гидроцилиндр управления отвалом; 8 – бульдозерный отвал; 9 – поворотный круг; 10 – грейдерный отвал; 11 – гидроцилиндр изменения угла резания отвала; 12 – продольно-балансирная балка (подвеска)

Основная несущая конструкция автогрейдера (рисунок 5.3) состоит из хребтовой балки 7 и подмоторной рамы 1. Подмоторная рама имеет плоскую прямоугольную сварную конструкцию, на которую устанавливают на кронштейнах 3 двигатель, а на стойки 4 и 5 – кабину с органами управления. Снизу на опорах 10 размещают задний мост с балансирной подвеской 9, а также другие элементы механизма передвижения.

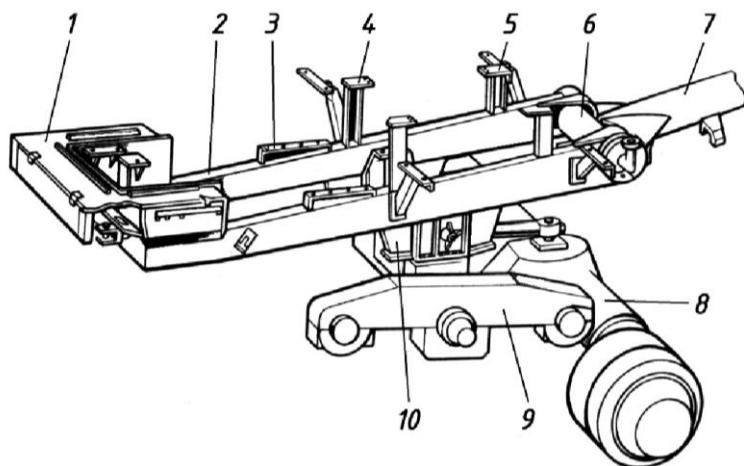


Рисунок 5.3 – Рама автогрейдера:

1 – подмоторная рама; 2 – лонжерон; 3 – кронштейн крепления двигателя;
 4, 5 – стойки кабины; 6 – поперечная труба; 7 – хребтовая балка; 8 – задний мост;
 9 – балансирующая подвеска; 10 – опора подвески моста

Тяговую раму выполняют А- или Т-образной (в плане) из балок коробчатого сечения. Ее передняя часть (см. рисунок 5.2) соединена с основной рамой 3 шаровым шарниром, а задняя часть обычно заканчивается поперечиной с приваренными кронштейнами, имеющими сферические шарниры, за которые тяговую раму подвешивают к основной с помощью упомянутых гидроцилиндров.

Рабочее оборудование. На тяговой раме с помощью трех поддерживающих кронштейнов фиксируют поворотный круг с зубчатым венцом внутреннего зацепления. Во многих случаях в качестве механизма поворота трехосных машин применяют червячный редуктор с цилиндрической шестерней на выходном валу, которая входит в зацепление с зубчатым венцом поворотного круга. В двухосных грейдерах вращение круга (с неполным поворотом) относительно тяговой рамы производят гидроцилиндром.

На рисунке 5.4 представлена типовая конструкция тяговой рамы автогрейдера с полноповоротным отвалом. Тяговая рама 3 – это сварная конструкция из двух балок, которые связаны поперечной балкой 9. На переднем конце тяговой рамы установлен шаровой шкворень 1, который передает тяговые усилия от ведущих колес к отвалу и является шарниром, обеспечивающим соединение тяговой и основной рам.

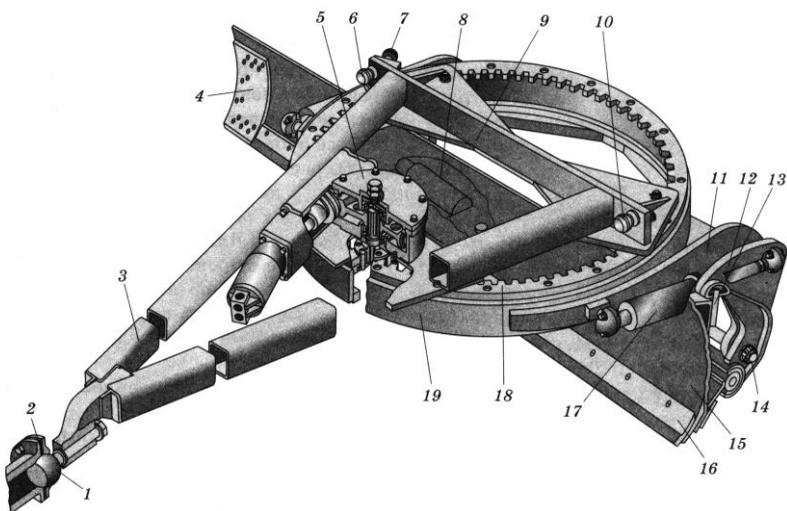


Рисунок 5.4 – Тяговая рама с отвалом:

1 – шкворень; 2 – регулировочная прокладка; 3 – тяговая рама; 4 – боковой нож; 5 – редуктор поворота отвала; 6, 7, 10 – шаровые шарниры; 8 – гидроцилиндр выдвижения отвала; 9 – поперечина тяговой рамы; 11 – кронштейн поворотного круга; 12 – кронштейн отвала; 13 – выступ; 14 – ось; 15 – отвал; 16 – основной нож; 17 – гидроцилиндр изменения угла резания отвала; 18 – зубчатый венец; 19 – поворотный круг

На отвале 15 установлены основные 16 и боковые 4 ножи. Отвал с помощью соединительных элементов (нижних и верхних выступов на отвале и кронштейнов на круге) закрепляют на поворотном круге 19. Конструкция предусматривает возможность поворота отвала 15 относительно поворотного круга вокруг горизонтальной оси 14 тяговой рамы для изменения угла резания отвала с помощью двух гидроцилиндров 17.

С помощью гидроцилиндра 8 отвал имеет возможность выдвигаться относительно продольной оси тяговой рамы в обе стороны по пазам кронштейнов 13 рамы.

Поворотный круг 19, состоящий из толстолистовой обечайки с закрепленным на ней болтами зубчатым венцом 18, установлен на тяговой раме. В зацеплении с зубчатым венцом находится зубчатое колесо, установленное на выходном валу одноступенчатого червячного редуктора 5. Гидромотор через редуктор обеспечивает вращение ведущего зубчатого колеса, которое обегает зубчатый венец поворотного круга, поворачивая тем самым круг вместе с отвалом.

Конструкция грейдерного отвала (рисунок 5.5) представляет собой жесткую балку коробчатого сечения, состоящую из изогнутого по радиусу лобового листа 2, усиленного с задней стороны коробкой жесткости 9. Отвал

оснащен сменными ножами 1 с двухсторонней заточкой, установленными в нижней части лобового листа. Его шарнирно крепят к стойкам поворотного круга при помощи боковых кронштейнов 6, которые удерживают гидроцилиндры 4 наклона отвала. Задняя плита 8 отвала верхней и нижней кромками фиксируется в пазах боковых кронштейнов 6, что обеспечивает скольжение отвала относительно кронштейнов под действием гидроцилиндра 3 выдвигания отвала в сторону.

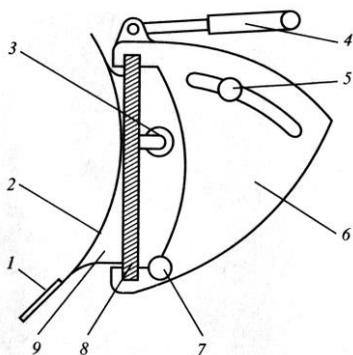


Рисунок 5.5 – Механизм крепления грейдерного отвала:

1 – сменный нож; 2 – лобовая поверхность отвала; 3 – гидроцилиндр выдвигания отвала в сторону; 4 – гидроцилиндр наклона отвала; 5 – направляющая бокового кронштейна; 6 – боковой кронштейн; 7 – ось крепления бокового кронштейна к стойке поворотного круга; 8 – задняя плита отвала; 9 – коробка жесткости

Автогрейдер оснащают *дополнительным рабочим оборудованием* для повышения производительности и расширения его технологических возможностей. К основному рабочему оборудованию относят бульдозерный отвал и кирковщик (см. рисунок 5.2). Кроме того, его снабжают следующим сменным оборудованием:

- 1) боковыми удлинителями и откосниками (для увеличения ширины захвата при отделке откосов насыпей);
- 2) подметальными щетками;
- 3) подгребающими отвалами (задними и боковыми);
- 4) плужным снегоочистителем с фронтальными и боковыми плугами;
- 5) оборудованием для одноковшового неполноповоротного экскаватора;
- 6) оборудованием для фронтального погрузчика.

Для выполнения автогрейдером различных работ можно управлять положением полноповоротного грейдерного отвала следующим образом:

- а) изменять положение отвала в горизонтальной плоскости вращением поворотного круга вокруг вертикальной оси на 360° , т. е. изменять угол захвата;
- б) изменять положение отвала в вертикальной плоскости подъемом или опусканием правого или левого конца тяговой рамы, т. е. изменять угол зарезания;
- в) изменять угол резания отвала;
- г) выдвигать отвал вправо или влево от продольной оси автогрейдера.

Таким образом, отвал можно установить горизонтально или под наклоном (в вертикальной плоскости), под любым углом наклона в плане; его можно расположить в полосе колеи автогрейдера или выдвинуть за ее пределы; его можно опустить или поднять относительно уровня обрабатываемой поверхности. Во многих современных моделях отвал можно установить вертикально справа и слева от машины, что существенно расширяет ее технологические возможности.

Особенностью ходовой системы автогрейдеров, отличающей их от других пневмоколесных машин, является длинная колесная база. Она обеспечивает высокую планирующую способность и курсовую устойчивость, но ухудшает маневренность из-за большого радиуса поворота грейдера с моноблочной рамой.

В отличие от бульдозера основной отвал автогрейдера расположен между передними и задними колесами по центру его базы, что обеспечивает большую точность планировки, поскольку продольная база автогрейдера значительно больше, чем у бульдозера. Однако консольное крепление грейдерного отвала существенно ограничивает его возможности по разработке прочных грунтов.

Механизмы управления приводятся в действие гидравлической системой, которую выполняют по раздельно-агрегатной схеме с использованием стандартных насосов и распределительных (трехпозиционных) устройств. Гидропривод рабочих органов обеспечивает управление следующими рабочими операциями: подъемом-опусканием отвала и рыхлителя (или бульдозерного отвала), боковым выносом отвала, поворотом отвала, наклоном передних колес, установкой угла резания.

Для привода всех механизмов используют гидроцилиндры, а для механизма поворота отвала: *гидромотор* (аксиально-поршневого типа) – для трехосных грейдеров или *гидроцилиндр* – для двухосных машин.

Система управления. Типичная гидравлическая система автогрейдера среднего типа представлена на рисунке 5.6. Она предназначена для управления трансмиссией и рабочим оборудованием, а также для обеспечения торможения и поворота машины. В нее входят гидронасос 16, блок гидрораспределителей 15, исполнительные гидроцилиндры 1–3, 6–12, гидромотор поворотного круга 5, гидросилители муфты сцепления 13 и тормозов 14, гидробак 17 и гидролинии. Кроме того, в состав гидросистемы входит гидросистема рулевого управления.

Насос 16 подает рабочую жидкость из гидробака 17 к блоку гидрораспределителей 15, а также к гидросилителям 13 и 14. При включении необходимого гидрораспределителя поток жидкости поступает в соответствующую полость гидроцилиндра, а его другая полость соединяется со сливной гидролинией. При нейтральном положении рукояток всех гидрораспределителей полости гидроцилиндров и гидромотора оказываются запертыми и

жидкость через сливные полости гидроусилителей и гидрораспределителей сливается через фильтр 18 в гидробак. Давление в системе управления рабочим оборудованием регулируется с помощью предохранительного клапана КР3, установленного в напорной секции гидрораспределителя 15. Для фиксации грейдерного отвала и сменных рабочих органов в заданном положении в гидролиниях соответствующих гидроцилиндров установлены гидрозамки ЗМ1–ЗМ5, которые запирают выход рабочей жидкости из гидроцилиндров.

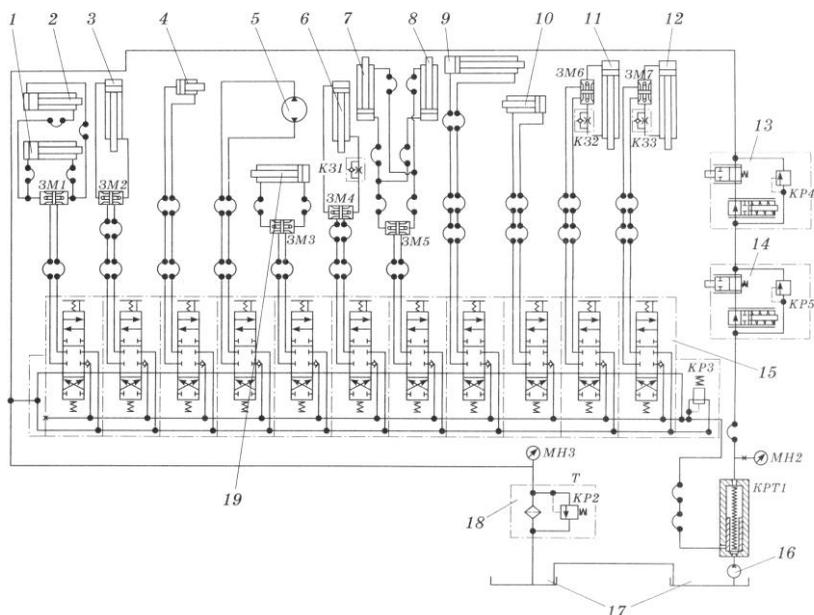


Рисунок 5.6 – Гидросистема автогрейdera:

- 1, 2 – гидроцилиндры поворота рамы; 3 – гидроцилиндр управления отвалом бульдозера;
- 4 – фиксатор; 5 – гидромотор поворотного круга; 6 – гидроцилиндр управления рыхлителем;
- 7, 8 – гидроцилиндры изменения угла резания отвала; 9 – гидроцилиндр выноса тяговой рамы;
- 10 – гидроцилиндр перемещения отвала; 11, 12 – гидроцилиндры подъема-опускания отвала;
- 13, 14 – гидроусилители муфты сцепления и тормозов; 15 – блок гидрораспределителей;
- 16 – насос; 17 – гидробаки; 18 – фильтр; 19 – гидроцилиндр наклона колес; ЗМ1–ЗМ7 – гидрозамки; КР1–КР5 – предохранительные клапаны

Трансмиссия. Большинство моделей автогрейдеров комплектуют гидромеханической ходовой трансмиссией с гидродинамическим компонентом. Так, трансмиссия автогрейdera с самой распространенной колесной формулой 1×2×3 состоит из гидротрансформатора, коробки передач с переключением под нагрузкой, заднего моста с главной двухступенчатой передачей и двух бортовых редукторов.

Наиболее сложной является ходовая трансмиссия машин с колесной формулой $1 \times 3 \times 3$. Схемы основных ходовых трансмиссий автогрейдеров с этой формулой представлены на рисунке 5.7. Силовой установкой автогрейдера является дизельный двигатель 1. К основным узлам механической ходовой трансмиссии (рисунок 5.7, а) относятся муфта сцепления 2, многоступенчатая коробка передач 3, раздаточная коробка 4, главная и карданные передачи, редукторы переднего 4 и заднего 7 мостов, а также балансирные редукторы 8. Варианты гидромеханических трансмиссий с гидродинамическим и гидрообъемным компонентами представлены на рисунке 5.7, б и в.

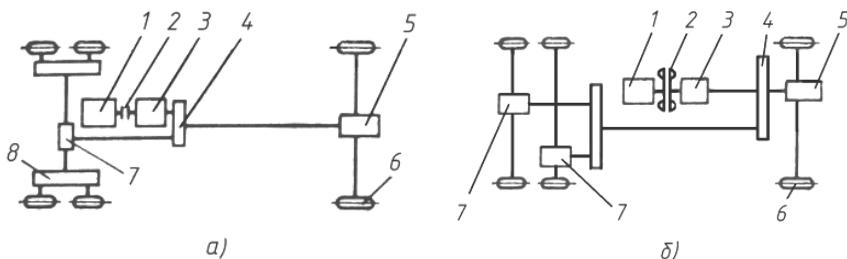
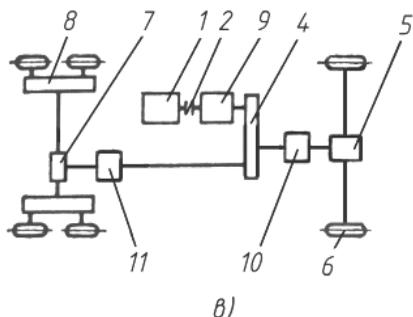


Рисунок 5.7 – Схемы трансмиссий:
 а – механическая с балансирной передачей на задние колеса; б – гидромеханическая с гидродинамическим компонентом;
 в – гидромеханическая с гидрообъемным компонентом;
 1 – двигатель; 2 – муфта сцепления (а, в) или гидротрансформатор (б); 3 – коробка передач; 4 – раздаточная коробка;
 5 – редуктор переднего моста; 6 – колеса;
 7 – редуктор заднего моста;
 8 – редуктор балансира;
 9 – гидронасос; 10, 11 – гидромоторы



Имеются также автогрейдеры (в основном тяжелого и сверхтяжелого типа) с гидромотор-колесами. Их ходовая трансмиссия – гидромеханическая с гидрообъемным компонентом – включает гидронасос, гидромотор задней тележки и гидромоторы передних колес, а также систему управления.

Типовая кинематическая схема трансмиссии трехосного автогрейдера представлена на рисунке 5.8. Отметим, что эта схема относится как к механической, так и к гидромеханической трансмиссии с гидродинамическим компонентом. В последнем случае вместо муфты сцепления 2 устанавливают гидротрансформатор. Двигатель 1 через колеччатый вал, включенную муфту сцепления 2 и карданную передачу 3 передает вращение ведущему валу 8 коробки передач 5.

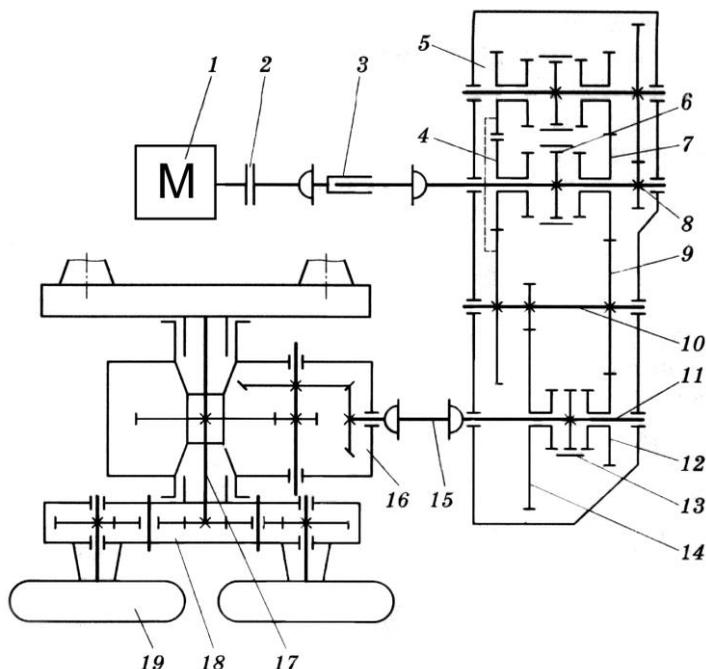


Рисунок 5.8 – Кинематическая схема трехосного автогрейдера:
 1 – двигатель; 2, 6, 13 – муфты; 3, 8, 10, 11, 15 – валы; 4, 7, 9, 12, 14 – зубчатые колеса;
 5 – коробка передач; 16 – главная передача ведущего моста; 17 – полуось;
 18 – бортовой редуктор; 19 – колесо

В коробке передач имеются две зубчатые муфты 6 и 13. Каждая из муфт может занимать два положения, за счет сочетания которых можно получить четыре частоты вращения выходного вала 11 и, соответственно, четыре скорости передвижения автогрейдера. Например, муфты 6 и 13 занимают правое положение. При этом вращение от ведущего вала 8 через муфту 6 передается зубчатому колесу 7, затем через зацепление колес 7–9 и 9–12 – выходному валу 11. Затем вращение передается через карданную передачу валу 15, далее главной (конической) 16 и цилиндрической передачам ведущего моста и через полуось 17, редуктор 18 – на ведущие колеса 19.

Как видно из рисунка 5.8, задняя тележка состоит из корпуса главной передачи 16, двух кожухов ведущих полуосей 17 и двух бортовых редукторов 18 (балансиров) с ведущими колесами 19. Кожухи ведущих полуосей соединены с корпусом главной передачи и образуют корпус заднего моста автогрейдера, который жестко или с помощью блокируемой подвески крепится к раме. Дифференциал заднего моста (блокируемый или повышенного трения) выравнивает крутящий момент на ведущих колесах разных бортов в рабочем режиме, что обеспечивает повышенную проходимость машины. В качестве бортового редуктора используют одноступенчатый зубчатый (см. рисунок 5.8) или цепной редуктор с одним ведущим и двумя ведомыми валами, к которым крепятся ступицы задних колес одного борта. Роль ведущего вала бортового редуктора 18 играет ведущая полуось 17, которая, в свою очередь, совпадает с осью подшипникового узла, соединяющего редуктор и раму автогрейдера. Такое соединение обеспечивает качение балансира (т. е. бортового редуктора) относительно рамы при движении по неровной поверхности и равномерное распределение нагрузок на колеса.

В гидромеханической трансмиссии вместо муфты сцепления используют гидротрансформатор, который дополняют четырех-шестискоростной коробкой передач, чтобы обеспечить необходимые силу тяги и скорость автогрейдера в широком диапазоне рабочих нагрузок. На каждой передаче скорость передвижения и тяговые характеристики регулируются бесступенчато, что способствует увеличению производительности.

Оснащение трансмиссии гидротрансформатором требует дополнительной гидросистемы для коробки передач. Один из вариантов такой гидросхемы представлен на рисунке 5.9. Она служит для подпитки рабочей полости гидротрансформатора, а также для включения фрикционов и смазывания сопряжений. Насос 1 подает масло из бака 3 через фильтр 16 к гидрораспределителю 8 и регулятору давления 9. Регулятор поддерживает давление в главной линии 10 в пределах 0,70–0,85 МПа и перепускает рабочую жидкость в полости колес гидротрансформатора. Если давление увеличивается до 1,15 МПа, регулятор открывает слив жидкости по линии 15 в картер 2. Давление в полости гидротрансформатора поддерживается в пределах 0,15–0,20 МПа с помощью гидроклапана 11. При повышении давления до 0,45 МПа клапан по линии 13 перепускает рабочую жидкость в картер 2.

Ходовая трансмиссия автогрейдеров с формулой $1 \times 2 \times 2$ в основном является комбинированной. Она состоит из механического привода заднего ведущего моста и гидромеханического привода с гидрообъемным компонентом переднего ведущего моста. У грейдеров с колесной формулой $1 \times 1 \times 2$ ходовая трансмиссия в основном является механической.

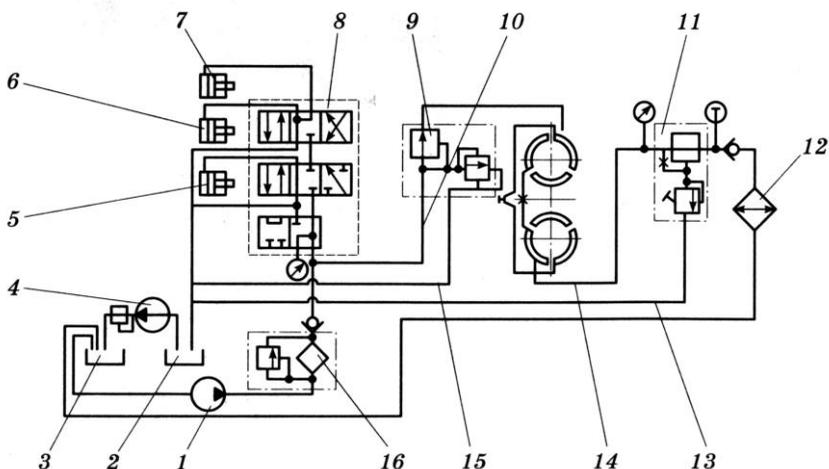


Рисунок 5.9 – Гидросхема гидромеханической коробки передач с гидродинамическим компонентом:

1 – питающий насос; 2 – картер коробки передач; 3 – гидробак; 4 – откачивающий насос; 5-7 – фрикционы; 8 – гидрораспределитель; 9 – регулятор давления; 10 – главная гидролиния; 11 – подпорный клапан; 12 – радиатор; 13-15 – гидролинии; 16 – фильтр

Двухосные автогрейдеры легкого типа с неполноповоротным грейдерным отвалом производят с использованием тракторных модулей и узлов колесных тракторов типа МТЗ-80/82 и др. В зависимости от модели базового трактора автогрейдер имеет привод только на задние колеса или полный привод. В частности, автогрейдер (например, типа ГС-10.01) на базе МТЗ-82 имеет полный привод, т. е. колесную формулу $1 \times 2 \times 2$. Для его моторно-трансмиссионного блока используют тракторный дизель и узлы трансмиссии базового трактора. В их числе сцепление, коробка передач, промежуточный редуктор, задний ведущий мост с главной передачей, дифференциалом и конечными передачами, а также ведущий передний мост с главной передачей. Передний мост приводят с помощью объемной гидропередачи, которая содержит гидронасос, гидромотор и систему управления. Насос связан с редуктором отбора мощности через дополнительный редуктор. При этом частота оборотов вала насоса согласована с частотой вращения вторичного вала коробки передач для синхронной работы переднего и заднего мостов.

Более простую трансмиссию имеют автогрейдеры с приводом на задние колеса с колесной формулой $1 \times 1 \times 2$. На рисунке 5.10 представлена конструктивная схема автогрейдера легкого типа с неполноповоротным отвалом на базе трактора МТЗ-80.

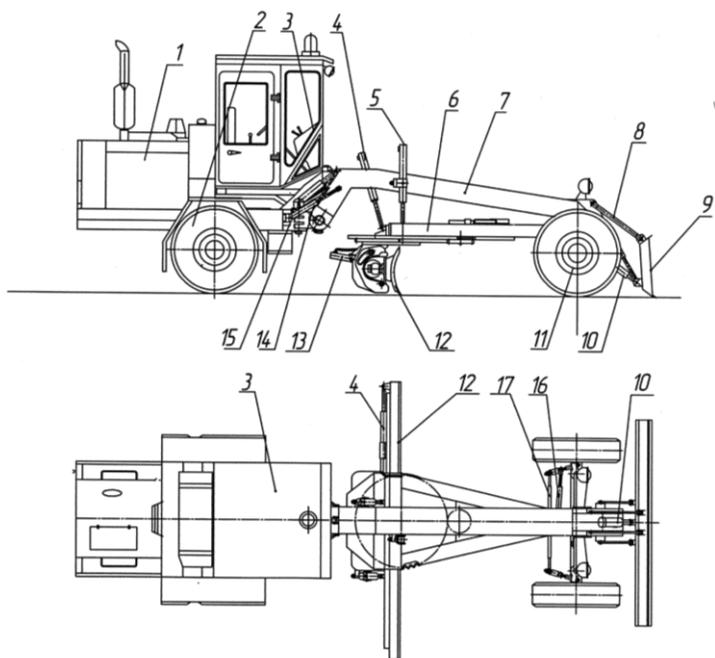


Рисунок 5.10 – Конструктивная схема двухосного автогрейдера:

- 1 – силовая установка; 2 – задний мост; 3 – кабина; 4 – гидроцилиндр выдвигания отвала;
 5 – гидроцилиндр подъема-опускания отвала; 6 – тяговая рама; 7 – основная рама;
 8 – тяга бульдозерного отвала; 9 – бульдозерный отвал; 10 – гидроцилиндр подъема-пускания
 бульдозерного отвала; 11 – передний мост; 12 – грейдерный отвал; 13 – гидроцилиндр управ-
 ления углом резания отвала; 14 – гидроцилиндр поворота рамы; 15 – узел соединения рам;
 16 – гидроцилиндр поворота шасси; 17 – тяга шасси

Он состоит из тракторного модуля с задним ведущим мостом 2, трансмиссии, рабочего и ходового оборудования, а также системы управления. Основная моноблочная рама 7 передней частью опирается на переднюю ось с управляемыми передними колесами. В состав рабочего оборудования входят грейдерный отвал 12 (2500×500 мм) с ножами из профильного проката, поворотный круг 6 и гидроцилиндры управления положением отвала. Поворотный круг обеспечивает реверсивный поворот отвала (в плане) гидроцилиндрами на угол $\pm 34^\circ$. В свою очередь, поворотный круг с отвалом установлен на тяговой А-образной раме 6 коробчатого сечения, которая связана с основной рамой 7. Спереди автогрейдера навешен неповоротный бульдозерный отвал 9 (2000×500 мм), управляемый гидроцилиндром 10.

В таблице 5.1 представлены технические характеристики наиболее распространенных в СНГ автогрейдеров.

Таблица 5.1 – Технические характеристики автогрейдеров

Модель	Класс	КФ	N , кВт	$L_{от}$, м	БВ, м	$v_{тр}$, км/ч
ГС-10.01	100	1×1×2	59,6	2,73	0,50	35
ГС-10.01-02	100	1×2×3	77,0	2,73	0,60	40
ДЗ-180А	140	1×2×3	96,0	3,74	0,80	40
ГС-14.02	140	1×2×3	99,0	3,74	0,80	38
ДЗ-198	200	1×2×3	147,0	3,74	0,95	35
А-122Б	140	1×2×3	121,0	3,74	0,8	43
ДЗ-122Б	140	1×2×3	99,0	3,74	0,8	43
ГС-1401	140	1×2×3	99,0	3,74	0,8	43
ДЗ-298	250	1×2×3	176,0	4,92	1,1	47
А-120.1	180	1×2×3	132,0	3,04	0,9	38
ДЗ-98ВЗ	250	1×3×3	173,0	4,22	2,4	41
<i>Примечание</i> – КФ – колесная формула; N – мощность; $L_{от}$ – длина отвала; БВ – боковой вынос; $v_{тр}$ – транспортная скорость.						

Автоматизация автогрейдеров. При выполнении ответственных работ по планированию и профилированию земляного полотна автогрейдеры оснащают системами автоматики.

Для дистанционного управлением отвалом автогрейдера, автоматической стабилизации углового положения отвала в поперечной плоскости и по высоте используют различные системы, в числе которых копирные и бескопирные устройства. На территории СНГ в основном используют автоматические системы типа «Профиль» различных модификаций. Комплект аппаратуры включает пульт управления, датчики углового и высотного положения, лазерный нивелир и фотоприемник, сравнивающее и усиливающее устройства и реверсивный гидрораспределитель с электроуправлением.

На рисунке 5.11 представлена принципиальная схема системы «Профиль-30».

Как правило, отвал грейдера при движении по неровной поверхности перемещается по высоте относительно заданного высотного положения H . Фотоприемное устройство (ФПУ) 3 выставляют на тяговой раме 22 машины по высоте H с помощью устройства 24 по лучу 2 лазерного излучателя 1. При движении автогрейдера по неровностям отвал 23 вместе с ФПУ 3 отклоняется от положения, заданного лазерным излучателем. При смещении луча 2 в ФПУ возникает сигнал, который поступает на блок коммуникации 4 и далее на усилитель 5, а затем уже в виде электрического сигнала подается на электромагнит 7 гидроусилителя 8 управления гидроцилиндром 11. В зависимости от знака отклонения ΔH (\pm) гидроусилитель подает рабочую жидкость в штоковую или поршневую полость гидроцилиндра, что обеспечивает соответствующее изменение положения отвала.

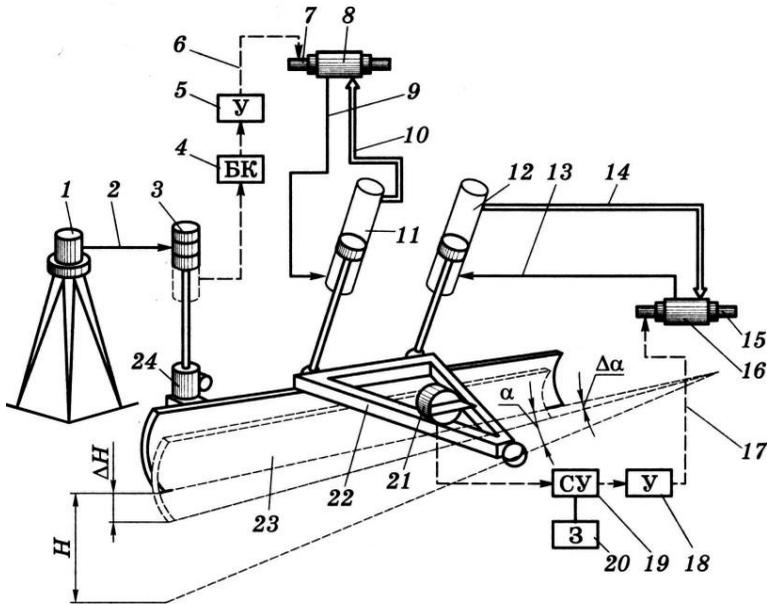


Рисунок 5.11 – Система автоматического управления отвалом автогрейдера:
 1 – лазерный излучатель; 2 – луч лазера; 3 – фотоприемное устройство; 4 – блок коммуникации; 5, 18 – усилители сигналов; 6, 17 – электрические сигналы; 7, 15 – электромагниты; 8, 16 – гидрораспределители; 9, 10, 13, 14 – гидролинии; 11, 12 – гидроцилиндры; 19 – сравнивающее устройство; 20 – задатчик; 21 – преобразователь; 22 – тяговая рама; 23 – отвал; 24 – подъемное устройство; H – заданное положение отвала по высоте; α – заданный угол наклона отвала; ΔH , $\Delta \alpha$ – отклонения положения отвала

Такой же принцип заложен в управление угловыми перемещениями отвала. Угловые изменения $\Delta \alpha$ положения отвала от заданного угла α преобразуются преобразователем 21 в электрический сигнал, который поступает в устройство 19, где сравнивается с задатчиком 20 поперечного угла. Результирующий сигнал поступает на усилитель 18 и далее на электромагнит 15 гидрораспределителя 16 гидроцилиндра 12 для изменения положения рамы 22 и установки заданного угла α наклона отвала.

В ряде других бескопирных систем (например, в немецкой GS-506 MOVA Nivellirsystem) также используют пульт управления, контроллер (блок управления), датчики поворота, продольного и поперечного уклонов рабочего органа, гидрораспределители с электромагнитным управлением, но для контроля высотного положения отвала могут применяться ультразвуковой датчик или фотоприемник, работающий совместно с лазерным нивелиром (рисунок 5.12).

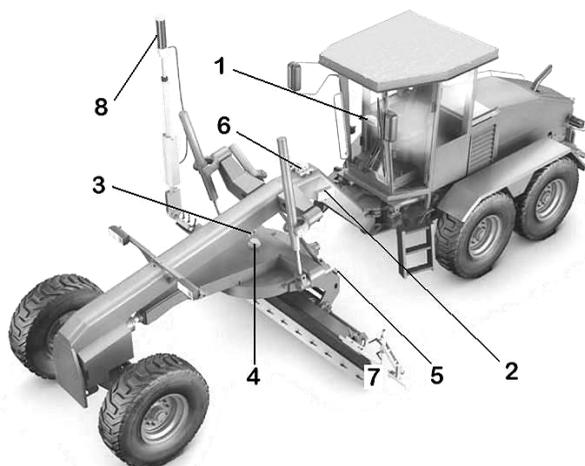


Рисунок 5.12 – Система автоматического управления отвалом автогрейдера:
 1 – пульт управления; 2 – контроллер; 3 – датчик продольного уклона; 4 – датчик угла поворота отвала; 5 – датчик поперечного уклона; 6 – гидрораспределитель с электромагнитным управлением; 7 – ультразвуковой датчик высоты отвала; 8 – фотоприемник

В случае использования ультразвукового датчика высоты отвала происходит непрерывное сканирование контрольной поверхности, в качестве которой может быть уже профилированное основание, покрытие, бортовой камень или копирный трос. Принцип действия датчика заключается в согласованной работе шести самостоятельных ультразвуковых элементов. Пять элементов сканируют контрольную поверхность, а шестой – постоянно ведет мониторинг состояния воздушного пространства непосредственно под прибором, в зоне действия ультразвуковых лучей первых пяти элементов. Этот элемент сигнализирует контроллеру системы о превышении допустимого порога засоренности воздуха (например, большом количестве пыли) и возможности передачи искаженной информации. Использование лазерного нивелира для управления высотным положением отвала осуществляется аналогично рассмотренному выше принципу.

5.2 Определение основных параметров

Главным параметром автогрейдера является его *масса* или *сила тяжести* G_a . К основным параметрам относятся *сила тяги* $T_{\text{сц}}$, *мощность двигателя* N , *рабочая и транспортная скорости* v_p и $v_{\text{тр}}$, *параметры отвала* ($L_{\text{от}}$, $H_{\text{от}}$, r), *колея* B_0 и *база* L_0 .

Силу тяжести G_a (кН) можно определить по технологическим характеристикам профилирования земляного полотна

$$G_a = \frac{\kappa_p \kappa_c S}{\xi \varphi_{\text{сц}} n}, \quad (5.1)$$

где κ_p – удельное сопротивление грунта резанию, $\kappa_p = 200 \dots 240$ кПа;
 κ_c – коэффициент учета неравномерности сечения стружки, $\kappa_c = 1,3$;
 S – площадь поперечного сечения кювета, м^2 , $S = 2,25h^2$;
 h – глубина кювета, $h = 0,3 \dots 0,8$ м;
 ξ – коэффициент колесной схемы,

$$\xi = \begin{cases} 0,75 - \text{äëÿ êîñïîñîé ðîðî òëù} 1 \times 2 \times 3, \\ 1,0 - \text{äëÿ ðîðîðî òëù} 1 \times 3 \times 3; \end{cases}$$

$\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления с грунтом, $\varphi_{\text{сц}} = 0,6 \dots 0,9$ в зависимости от типа грунта;

n – число проходов для создания необходимого профиля земляного полотна, $n = 4 \dots 6$ для грунтов II категории.

Силу тяги по сцеплению $T_{\text{сц}}$ (кН) определяют по сцепной силе тяжести $G_{\text{сц}}$:

$$T_{\text{сц}} = \varphi_{\text{сц}} G_{\text{сц}}. \quad (5.2)$$

В свою очередь,

$$G_{\text{сц}} = \xi G_a. \quad (5.3)$$

Мощность двигателя N_p (кВт) в рабочем режиме затрачивается на резание, буксование и передвижение автогрейдера:

$$N_p = \frac{G_a v_p}{3,6 \kappa_n \eta} \left[\xi \varphi_{\text{сц}} + \varphi_{\text{сц}} + f \xi \frac{\delta}{1 - \delta} + f \right], \quad (5.4)$$

где v_p – рабочая скорость перемещения машины, $v_p = 3,0 \dots 4,5$ км/ч;

κ_n – коэффициент уменьшения мощности из-за неустановившейся нагрузки, $\kappa_n = \begin{cases} 0,88 \dots 0,9 - \text{для механической}, \\ 1,0 - \text{для гидромеханической трансмиссии}; \end{cases}$

η – КПД привода, $\eta = \begin{cases} 0,83 \dots 0,86 - \text{механического}, \\ 0,73 \dots 0,76 - \text{гидромеханического}; \end{cases}$

f – коэффициент сопротивления качению (передвижению), $f = 0,07 \dots 0,10$;

δ – коэффициент буксования, $\delta = 0,18 \dots 0,22$.

Мощность $N_{\text{тр}}$ (кВт) в транспортном режиме

$$N_{\text{тр}} = \frac{f G_a v_{\text{тр. max}}}{3,6 \eta}, \quad (5.5)$$

где f – коэффициент сопротивления качению, $f = 0,04 \dots 0,05$ для твердого покрытия;

$v_{\text{тр.макс}}$ – максимальная транспортная скорость движения автогрейдера,
 $v_{\text{тр.макс}} = 35 \dots 50$ км/ч.

По наибольшему значению мощности, рассчитанной по формулам (5.4) и (5.5), подбирают двигатель силовой установки.

При необходимости можно решить обратную задачу, т. е. мощность, рассчитанную для рабочего режима, проверить в транспортном режиме. Для этого определяют транспортную скорость по формуле

$$v_{\text{тр}} = \frac{3,6\eta N_p}{fG_a}. \quad (5.6)$$

Она не должна превышать максимально возможной транспортной скорости автогрейдера, т. е. $v_{\text{тр}} \leq v_{\text{тр.макс}}$.

Для приближенных расчетов мощности (Вт) силовой установки автогрейдера используют уравнение регрессии:

$$N_p = 0,5 \cdot 10^{-7} G_a^2 + 10,6 m_a - 7837, \quad (5.7)$$

где m_a – общая масса автогрейдера, кг.

Для расчета параметров отвала используют ряд методик, которые различаются точностью оценки.

Один из наиболее простых методов расчета базируется на эмпирических зависимостях, связывающих геометрические характеристики с параметрами автогрейдера.

Длину отвала (м) рассчитывают по эмпирической зависимости

$$L_{\text{от}} = (0,70 \dots 0,76) \sqrt{m_a} + 1,2, \quad (5.8)$$

где m_a – масса машины, т.

Высота отвала (м) связана с его длиной соотношением

$$H_{\text{от}} = 0,2L_{\text{от}} - 0,12. \quad (5.9)$$

Основные характеристики отвала связаны с параметрами машины (таблица 5.2).

Таблица 5.2 – Характеристики автогрейдеров

Сила тяжести, т	Мощность W, кВт	$L_{\text{от}}$, мм	$H_{\text{от}}$, мм
< 9	45–55	< 3000	< 500
10–13	65–75	3000–3400	500
14–19	120–130	3400–3700	500–600
> 20	270–320	3600–4300	600–700

Размер базы L_0 , ширину колеи B_0 и радиус поворота автогрейдера выбирают такими, чтобы машина имела наименьшие размеры и соблюдалось условие полного поворота отвала (рисунок 5.13).

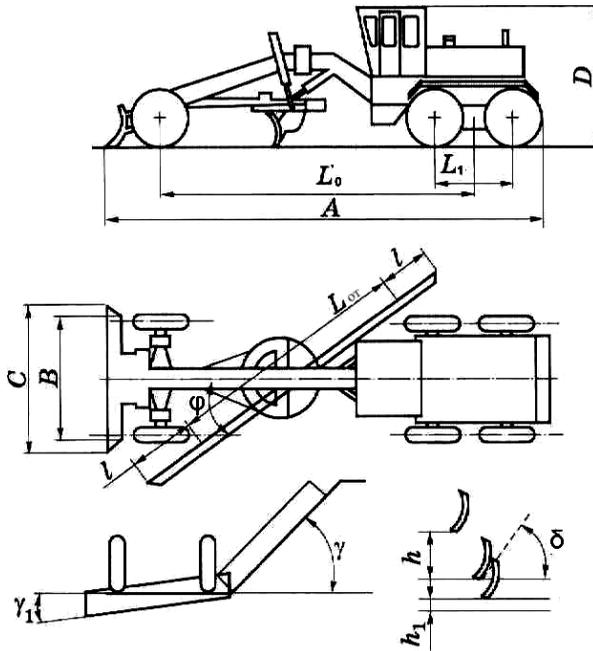


Рисунок 5.13 – Основные параметры автогрейдера:

L_0' – колесная база, м; L_1 – база балансира, м; $L_{от}$ – длина отвала, м;
 l – боковой вынос отвала, м; φ – угол захвата отвала; δ – угол резания;
 γ_1 – угол срезания откосов; γ – угол наклона отвала; h – заглубление отвала, м;
 h_1 – дорожный просвет под отвалом, м; A, B, C, D – габариты автогрейдера, м

Колесная база для трехосного автогрейдера

$$L_0'^{\min} = L_0^{\min} + \frac{D_k}{2} + \frac{L_1}{2}, \quad (5.10)$$

где D_k – внешний диаметр шины, м.

Обычно принимают $L_0'^{\min} = \langle 4, \dots, 1,7 \rangle L$.

База для двухосного автогрейдера

$$L_0^{\min} = D_k \sqrt{L_{от}^2 - B_0^2} + 2l_k, \quad (5.11)$$

где l_k – минимальный зазор между колесом и отвалом, $l_k = 0,05$ м.

Колёю автогрейдера рассчитывают по формуле

$$B_0 = (0,86 \dots 0,87) \sqrt{m_a}. \quad (5.12)$$

На рисунке 5.14 приведены основные характеристики отвала, за исключением его длины. Как видно из рисунка, углы, характеризующие положение отвала и его элементов в пространстве, связаны соотношением, которое часто используют для проверки правильности расчетов отвала:

$$\delta + \psi + \omega = \pi. \quad (5.13)$$

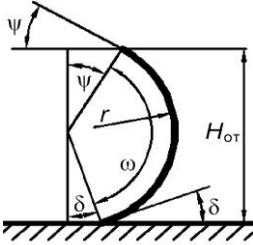


Рисунок 5.14 – Характеристики отвала:
 ψ – угол опрокидывания;
 δ – угол резания; ω – угол дуги отвала; r – радиус кривизны лобового листа отвала; $H_{от}$ – высота отвала

Угол резания δ отвала в зависимости от вида работ изменяется в пределах 30–80°, но обычно принимают $\delta = 30 \dots 45^\circ$. Угол опрокидывания ψ принимают в пределах $\psi = 65 \dots 70^\circ$, чтобы исключить пересыпание грунта через отвал.

Кроме этих углов, важное значение имеет угол захвата грунта φ . Его значения зависят от вида выполняемых работ:

- при вырезании грунта – $\varphi = 30 \dots 40^\circ$;
- при перемещении грунта в сторону – $\varphi = 65 \dots 75^\circ$;
- при планировочных работах – $\varphi = 90^\circ$.

Отвал изготавливают с радиусом (м) постоянной кривизны, который связан с высотой отвала соотношением

$$r = \frac{H_{от}}{\cos \psi + \cos \delta}. \quad (5.14)$$

Тяговый расчет. Его производят, исходя из наиболее сложных условий работы – копания и перемещения грунта. Возможность преодоления возникающих при этом сопротивлений определяют максимальным значением окружной силы на ведущих колесах P_o , величина которой ограничивается условием сцепления шин с грунтом:

$$\varphi_{сц} G_{нб} \geq P_1 \geq W, \quad (5.15)$$

где W – суммарное сопротивление движению при работе автогрейдера, Н.

Суммарное сопротивление в рабочем режиме автогрейдера включает наиболее значимые силы сопротивления:

- 1) W_p – сопротивление грунта резанию

$$W_p = \kappa_p F_c, \quad (5.16)$$

где κ_p – удельное сопротивление грунта резанию, кПа,

$$\kappa_p = \begin{cases} 70 - \text{для грунта I категории,} \\ 110 - \text{для грунта II категории,} \\ 170 - \text{для грунта III категории.} \end{cases}$$

В этом случае и κ_p , и F_c зависят от вида работы: планирование или резание;

2) W_{Π} – сопротивление перемещению призмы волочения

$$W_{\Pi} = f_1 G_{\Pi} \sin \varphi, \quad (5.17)$$

где f_1 – коэффициент трения грунта по грунту;

G_{Π} – сила тяжести призмы волочения, Н,

$$G_{\Pi} = \rho_r L g \frac{H_{от} - 0,25h}{2\kappa_p \operatorname{tg} \varepsilon}; \quad (5.18)$$

ε – угол естественного откоса грунта, град;

3) $W_{пер}$ – сопротивление перемещению автогрейдера

$$W_{пер} = f \pm i G_a, \quad (5.19)$$

где f – коэффициент сопротивления передвижению;

i – индекс уклона;

G_a – сила тяжести автогрейдера, Н;

4) W_B – сопротивление грунта при движении вверх по отвалу

$$W_B = f_1 G_{\Pi} \cos^2 \delta \sin \varphi, \quad (5.20)$$

где f_1 – коэффициент трения грунта по отвалу, $f_1 = 0,5 \dots 0,6$;

δ – угол резания;

5) $W_{вд}$ – сопротивление грунта при движении вдоль отвала

$$W_{вд} = f_1 f_2 G_{\Pi} \cos \varphi, \quad (5.21)$$

где f_2 – коэффициент трения грунта по грунту,

$$f_2 = \begin{cases} 0,35 - \text{для песка и супеси,} \\ 0,50 - \text{для среднего суглинка,} \\ 0,80 - \text{для тяжелого суглинка.} \end{cases}$$

Расчет механизмов управления рабочими органами. Его выполняют в такой последовательности:

- выбирают тип привода управления;
- составляют кинематическую схему;
- определяют силовые характеристики привода исполнительных механизмов;

- рассчитывают исполнительные скорости движения;
- определяют мощность и передаточные отношения каждого механизма;
- устанавливают общую мощность привода управления.

Гидроцилиндры подъема отвала рассчитывают для самого невыгодного положения: отвал заглублен одной стороной, на эту сторону действует вся горизонтальная составляющая P_k сопротивления грунта копанию, вертикальная составляющая P_n препятствует выглублению отвала, угол захвата $\varphi = 90^\circ$. На рисунке 5.15 представлена расчетная схема для оценки усилий в одном гидроцилиндре подъема отвала, на который распределяют всю нагрузку. Силу тяжести рабочего оборудования (отвала, тяговой рамы, поворотного круга) сосредотачивают в одной точке – центре тяжести. Положение центра тяжести принимают на расстоянии $l_1 = (0,75 \dots 0,85)l_3$.

Усилие в гидроцилиндре $P_{ц}$ (Н) определяют с учетом расчетной схемы, приведя тяговую раму в состояние равновесия относительно переднего шарнира (точки O_2):

$$P_{\delta} = G_{\delta}l_1 + P_{i}l_2 - P_{e}h / l_3, \quad (5.22)$$

где G_{δ} – сила тяжести тяговой рамы, поворотного круга и отвала, Н;
 l_1, l_2, l_3, h – плечи соответствующих сил, м.

Кроме перечисленных допущений, считают, что автогрейдер реализует полную силу тяги по сцеплению. При этом $P_k = T_{сц}$, а $P_n = (0,3 \dots 0,5)P_k$.

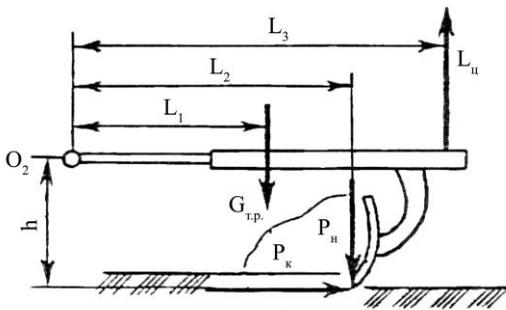


Рисунок 5.15 – Схема для расчета гидроцилиндров подъема тяговой рамы

Усилие $P_{ц}$ должен развить каждый гидроцилиндр подъема-опускания отвала.

Кроме того, гидросистема с помощью двух гидроцилиндров должна обеспечивать такое усилие заглубления, которого достаточно для подъема передних колес машины над опорной поверхностью:

$$P_{\delta}^c = \frac{1}{l_3} \left(\frac{l_2}{B_2 - l_2} G_a a - G_{\delta} h \right), \quad (5.23)$$

где a – расстояние от центра тяжести машины до задней оси двухосного или до оси балансиров заднего моста трехосного автогрейдера.

Соответственно, для дальнейших расчетов выбирают наибольшее значение (P_{\max}) из рассчитанных.

Мощность (кВт) привода механизма подъема определяют по формуле

$$N_{i\dot{a}} = \frac{1}{1000\eta_{i\delta}} P_{\max} v_i, \quad (5.24)$$

где v_i – скорость подъема отвала, $v_i = 0,09 \dots 0,20$ м/с;

$\eta_{пр}$ – КПД привода механизма подъема.

Механизм поворота отвала имеет привод в виде гидромотора или гидроцилиндра. Мощность привода механизма поворота определяют только для гидромотора и рассчитывают для двух положений.

Первое положение характеризуют следующие условия:

- отвал выглублен и максимально смещен от оси вращения;
- автогрейдер расположен на максимальном поперечном уклоне;
- поворот отвала происходит с постоянной угловой скоростью.

При повороте (рисунок 5.16) преодолеваются моменты сил сопротивления, которые обусловлены трением в направляющих, изменением положения вращающихся элементов, а также инерцией при трогании с места.

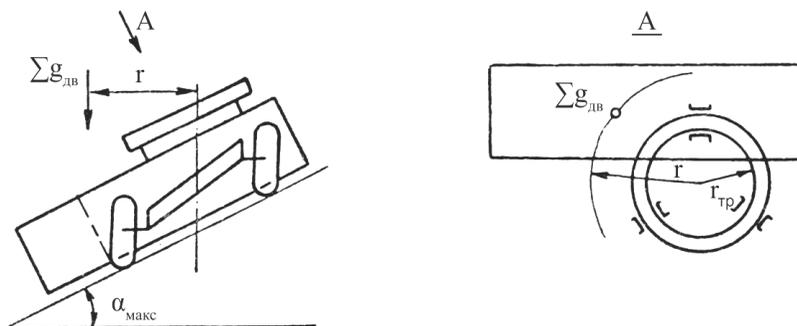


Рисунок 5.16 – Схема для расчета механизма поворота отвала автогрейдера

Суммарный момент сопротивления повороту (кН·м) в первом положении определяют по формуле

$$M_{i\dot{a}}^1 = \Sigma g_{вр} r_{тр} + \Sigma g_{вр} r \sin \alpha_{\max} + J \omega / t_{раз}, \quad (5.25)$$

где μ – коэффициент трения стали по стали, $\mu = 0,1 \dots 0,2$;

$\Sigma g_{вр}$ – суммарная сила тяжести вращающихся частей (поворотного круга, отвала и др.), кН;

$r_{\text{тр}}$ – радиус приложения силы трения, м;

r – радиус расположения центра тяжести деталей, вращающихся вокруг оси поворотного круга, м;

α_{max} – угол максимального поперечного уклона автогрейдера, град;

J – суммарный момент инерции вращающихся частей относительно оси поворотного круга, $\text{кН}\cdot\text{м}\cdot\text{м}^2$,

$$J = (\sum g_{\text{вр}} / g) r ;$$

ω – угловая скорость поворота, с^{-1} , $\omega = 2v_{\text{и}\hat{\text{а}}} / L_{\text{т}\hat{\text{o}}}$;

$v_{\text{и}\hat{\text{а}}}$ – линейная скорость поворота отвала, $v_{\text{и}\hat{\text{а}}} = 0,03 \dots 0,06$ м/с;

$t_{\text{раз}}$ – время разгона до скорости $v_{\text{и}\hat{\text{а}}}$, $t_{\text{раз}} = 1 \dots 2$ с.

Второе положение характеризуют следующие условия:

– отвал заглублен и расположен горизонтально;

– призма волочения полностью сформирована.

Во втором положении суммарный момент сопротивления повороту ($\text{кН}\cdot\text{м}$)

$$M_{\text{пов}}^2 = \mu \sum g_{\text{вр}} r_{\text{тр}} + \frac{1}{4} G_{\text{пр}} L_{\text{от}} \text{tg} \phi_2 + J \omega / t_{\text{раз}}, \quad (5.26)$$

где $G_{\text{пр}}$ – сила тяжести грунта в призме волочения, кН;

ϕ_2 – угол внутреннего трения грунта, град.

Далее сопоставляют величины моментов сопротивления $M_{\text{пов}}^1$ и $M_{\text{и}\hat{\text{а}}}^2$, выбирают наибольшее значение момента и определяют *мощность* (кВт) *двигателя, необходимую для реализации поворота,*

$$N_{\text{и}\hat{\text{а}}} = \frac{M_{\text{и}\hat{\text{а}}}^{\text{max}} \omega_{\text{дв}}}{\eta_{\text{и}\hat{\text{а}}}}, \quad (5.27)$$

где $\omega_{\text{дв}}$ – угловая скорость вращения вала двигателя, с^{-1} ;

$\eta_{\text{пов}}$ – КПД привода от двигателя до оси поворотного круга.

Расчеты на прочность деталей механизма поворота производят для следующего расчетного положения:

– отвал вынесен в сторону на предельно возможное расстояние;

– к концу отвала приложена максимальная горизонтальная составляющая силы сопротивления грунта $P_{\text{к}}$, которую можно определить по формуле (5.15);

– учитываются максимальные динамические нагрузки.

Нагрузки на детали механизма поворота связаны с величиной момента (кН·м), создаваемого силой P_k :

$$M_{\dot{\gamma}\dot{\alpha}} = \hat{e}_{\dot{\alpha}} l P_{\dot{\epsilon}} = \hat{e}_{\dot{\alpha}} k_{\dot{\alpha}} l F_{\dot{\eta}}, \quad (5.28)$$

где k_d – коэффициент динамичности, $k_d = 1,2$;

l – плечо приложения силы относительно оси вращения поворотного круга, м.

Механизм выдвижения отвала рассчитывают по усилию, которое равно силе тяжести отвала. Скорость его выдвижения с гидроприводом принимают равной 0,06...0,10 м/с.

Механизм выноса тяговой рамы рассчитывают по усилию, равному половине силы тяжести рамы вместе с отвалом. Скорость выноса тяговой рамы с гидроприводом принимают равной 0,010...0,035 м/с.

Механизм наклона колес позволяет изменять угол бокового наклона для всех типов машин в пределах $\pm 20^\circ$. При этом наклон колес происходит за счет воздействия силы тяжести автогрейдера, а выведение колес из наклонного в вертикальное положение осуществляется гидроцилиндрами.

Усилие в гидроцилиндре наклона колес $P_{\text{нак}}$ (Н) определяют из условия равенства работы, которую совершает гидроцилиндр наклона на пути перемещения его штока, и работы, затрачиваемой на подъем силы тяжести машины, приходящейся на переднюю ось, на заданную высоту. Это усилие (Н) определяют по формуле

$$P_{\text{нак}} = G_1 D_k \left(-\cos \beta_{\text{max}} \right) \int 2l_{\text{шт}}, \quad (5.29)$$

где G_1 – сила тяжести автогрейдера, приходящаяся на переднюю ось, Н;

D_k – диаметр колеса, м;

β_{max} – угол максимального наклона колес, $\beta_{\text{max}} = \pm 20^\circ$;

$l_{\text{шт}}$ – путь перемещения штока гидроцилиндра для обеспечения наклона, м.

Мощность (кВт), *необходимую для перевода колес из наклонного в вертикальное положение*, рассчитывают по формуле

$$N_H = \frac{G_1 D_k \left(-\cos \beta_{\text{max}} \right)}{2 \cdot 1000 t_H \eta_H}, \quad (5.30)$$

где t_H – время перевода колес из наклонного в вертикальное, $t_H = 12$ с;

η_H – КПД механизма наклона.

В расчетах на прочность при определении *нагрузок на элементы конструкции автогрейдера* рассматривают два расчетных положения:

- 1) работа в типичных условиях эксплуатации;
- 2) встреча с труднопреодолимым препятствием с учетом действия случайных нагрузок.

В обоих случаях учитывают действие инерционных сил.

Расчетным положением (рисунок 5.17) для автогрейдера с колесной формулой $1 \times 2 \times 3$ является работа с поперечным уклоном λ при резании передним концом отвала, когда передний мост вывешен и упирается в край кювета, а задние колеса буксуют на месте. В этом положении развиваются максимальные нагрузки. Принимается много допущений, в их числе:

- все реактивные силы (на задних колесах) приложены в точке O_2 (проекции оси качания балансирной тележки на опорную поверхность);
- реакции грунта на колеса равны и перенесены на осевые линии;
- коэффициенты сопротивления передвижению (качению) на всех колесах одинаковы;
- реакции грунта приложены в точке O ;
- сила тяжести и инерционная сила находятся в центре тяжести автогрейдера.

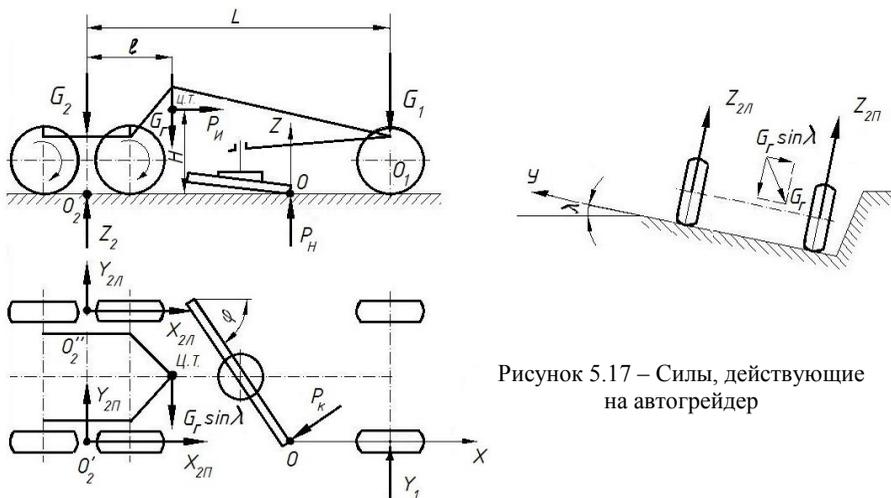


Рисунок 5.17 – Силы, действующие на автогрейдер

Таким образом, силы, действующие на автогрейдер:

$G_a = G_1 + G_2$ – сила тяжести автогрейдера;

P_i – сила инерции автогрейдера;

P_k, P_H – касательная и нормальная составляющие сопротивления грунта резанию.

Реакции грунта на колеса:

$Z_2 = Z_{2n} + Z_{2п}$ – нормальные реакции грунта на задние колеса;

$Y_2 = Y_{2л} + Y_{2п}$ – касательные реакции грунта на задние колеса;

Y_1 – реакция грунта на переднюю ось;

$X_2 = X_{2л} + X_{2п}$ – свободная сила тяги правых и левых задних колес.

Свободную силу тяги находят как разность между тяговым усилием T и сопротивлением передвижению (перекачиванию) колес:

$$\tilde{O}_{2л} + \tilde{O}_{2п} = \tilde{O}_2 = T - fG_a. \quad (5.31)$$

Координаты центра тяжести:

$$H = r_c + 0,5, \quad (5.32)$$

$$l_{и} = 0,25 \dots 0,3 \tilde{L}, \quad (5.33)$$

где r_c – силовой радиус колеса, м.

Силу инерции определяют по формуле

$$P_{\hat{e}} = \hat{e}_{\ddot{a}} - 1 \varphi_{\max} G_2, \quad (5.34)$$

где κ_d – коэффициент динамичности ($\kappa_d = 1,2$);

φ_{\max} – максимальный коэффициент использования сцепной силы тяжести,
 $\varphi_{\max} = 0,85$.

Составляя и решая совместно уравнения равновесия системы, получают значения неизвестных P_{κ} , Z_2 , Y_1 и Y_2 , необходимых для дальнейших расчетов ($R_{и} = 0,5R_{\kappa}$):

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n X_i = 0; \sum_{i=1}^n Y_i = 0; \sum_{i=1}^n Z_i = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_{Y_i} = 0; \sum_{i=1}^n M_{Z_i} = 0. \end{cases} \quad (5.35)$$

Эксплуатационную производительность Π_3 автогрейдера определяют в зависимости от вида выполняемых земляных работ:

1) по объему V (м^3) вырезанного и перемещенного грунта

$$\ddot{y} = \hat{e}_{\ddot{a}} \frac{V}{\tilde{O}_3}, \quad (5.36)$$

где $T_{ц}$ – время цикла, с,

$$T_{ц} = T_{рез} + T_{пер} + 2t_{пов}, \quad (5.37)$$

$T_{рез}$ – время резания грунта, с;

$T_{пер}$ – время перемещения грунта, с;

$t_{пов}$ – время, затрачиваемое на повороты, с;

2) по длине $L_{п}$ (м) участка профилирования

$$\Pi_3 = K_B \frac{L_{\text{п}}}{T_{\text{ц}}}, \quad (5.38)$$

$$T_{\text{ц}} = \frac{nL_{\text{п}}}{v} + t_{\text{пов}}(i-1), \quad (5.39)$$

где $L_{\text{п}}$ – длина участка профилирования, м;
 v – рабочая скорость автогрейдера, м/с;
 n – число проходов, $n = 10 \dots 16$.

К основным направлениям развития автогрейдеров следует отнести, прежде всего, расширение типоразмерных рядов и создание автогрейдеров различной мощности, спроектированных по единой компоновочной схеме. В настоящее время появились машины большой и особо большой мощности, предназначенные для содержания карьерных дорог, а также миниавтогрейдеры мощностью 30–50 кВт для работ малого объема.

Наряду с расширением типоразмерных рядов автогрейдеров их совершенствование идет в следующих направлениях:

1) повышение безопасности эксплуатации и комфортности условий труда оператора созданием новых шумоизолируемых кабин с установкой кондиционера, систем защиты оператора от падающих предметов и опрокидывания, улучшением обзорности;

2) создание систем микропроцессорного управления машиной, позволяющих взять полностью на себя диагностический контроль всех основных узлов в процессе работы, управлять нагрузкой двигателя, вовремя переключать передачи для минимизации расхода топлива;

3) активизация (автоматическое подключение привода) передних колес автогрейдера с микропроцессорным управлением их работой;

4) повышение надежности и долговечности автогрейдеров;

5) развитие модульного метода создания машин, позволяющего успешно применять агрегатный ремонт, упрощающий уход и обслуживание;

6) автоматизация управления положением отвала для обеспечения заданных продольной ровности и поперечного уклона профилируемой поверхности;

7) расширение технологических возможностей посредством замены отвала на агрегаты для фрезерования старого и укладки нового дорожного покрытия, а также агрегатирования различного сменного оборудования.

Контрольные вопросы и задания к разделу 5

- 1 По каким признакам классифицируют автогрейдеры?
- 2 Конструктивные и технологические отличия отвалов автогрейдера и бульдозера.
- 3 Основные агрегаты и узлы автогрейдера.
- 4 Виды трансмиссий двух- и трехосных автогрейдеров.
- 5 Как определить силу тяги автогрейдера?

6 Как управлять положением грейдерного отвала?

7 Какие параметры влияют на силу сопротивления перемещению призмы волочения перед отвалом?

8 Какие силы сопротивления следует учитывать в тяговом расчете?

9 Как влияют параметры отвала (ширина, высота, угол резания) на сопротивление грунта копанью?

10 Привести формулы для определения эксплуатационной производительности автогрейдера при профилировании земляного полотна и при формировании траншеи.

Задание 1. Выполнить тяговый расчет автогрейдера. Для этого следует:

1) произвести оценку сил сопротивления грунта для автогрейдера по формулам (5.15) – (5.21);

2) сопоставить общую силу сопротивления передвижению автогрейдера в рабочем режиме с силой тяги по сцеплению и сделать выводы по результатам расчетов;

3) по индивидуальному заданию, выданному преподавателем, определить влияние отдельного параметра на силы сопротивления грунта копанью. Таким параметром может быть:

- угол захвата грунта;
- угол резания;
- ширина или высота отвала;
- удельное сопротивление грунта резанию;

4) установить интервал изменения исследуемого параметра и наметить несколько значений, охватывающих широкий диапазон его изменения;

5) рассчитать силу сопротивления грунта копанью автогрейдером для каждого значения параметра и построить график зависимости силы сопротивления копанью от заданного параметра;

6) провести анализ полученной графической зависимости влияния исследуемого параметра на силы сопротивления грунта копанью и сделать выводы по результатам расчетов.

Задание 2. Определить производительность автогрейдера. Для этого следует:

1) изучить конструкцию и устройство заданного преподавателем типа автогрейдера;

2) оценить возможности автогрейдера заданного типа для работы на различных грунтах;

3) с учетом выбранного типа автогрейдера и заданных преподавателем параметров технологического процесса рассчитать его эксплуатационную производительность по формулам (5.36) и (5.38) и сделать выводы по полученным результатам.

6 ОДНОКОВШОВЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

Цель раздела – изучение конструкции одноковшовых строительных экскаваторов универсального назначения и определение их главного эксплуатационного параметра – производительности.

Одноковшовые строительные экскаваторы являются наиболее распространенным видом землеройных машин. Они служат для разработки грунта и перемещения его в отвал или для погрузки в транспортное средство. Они разрабатывают грунты I–IV категорий, а также разрыхленные мерзлые или скальные грунты. Кроме того, экскаваторы применяют на погрузочно-разгрузочных, планировочных, сваебойных и других работах, используя различные виды сменного рабочего оборудования.

Рабочий процесс одноковшового экскаватора (ОЭ) состоит из последовательно выполняемых операций:

- отделения грунта от массива;
- заполнения им ковша;
- транспортирования грунта в ковше к месту разгрузки;
- разгрузки грунта из ковша;
- возвращения на исходную позицию.

Классификация экскаваторов. ОЭ классифицируют по следующим основным признакам:

- 1) *по числу установленных двигателей* – одно- и много моторные;
- 2) *по конструкции ходовой системы* – гусеничные с нормальной и увеличенной опорной поверхностью, пневмокошесные, на специальном шасси автомобильного типа, на шасси грузового автомобиля или трактора, а также рельсовые и комбинированные пневмокошесно-рельсовые;
- 3) *по типу привода* – с механическим и комбинированным (гидромеханическим, электромеханическим и др.);
- 4) *по исполнению рабочего оборудования* – с гибкой (канатно-блочной) и жесткой (гидравлической) подвеской, с телескопическим рабочим оборудованием (экскаваторы-планировщики);
- 5) *по исполнению опорно-поворотного устройства* – полноповоротные и неполноповоротные (с ограниченным углом поворота).

Наибольшее распространение имеют гидравлические ОЭ, производство которых составляет около 80 % от всех одноковшовых экскаваторов.

ОЭ – одна из немногих машин, индексация которой дает о ней достаточно полное представление. Эту индексацию, которая была разработана еще в советское время, до сих пор используют в странах СНГ. Она соответствует ГОСТ 30067–93 и включает условное обозначение экскаватора (ЭО) и шесть индексов:

1) первая цифра после букв – это размерная группа, т. е. вместимость ковша (1 – 0,15–0,40 м³; 2 – 0,25–0,6 м³; 3 – 0,3–1,0 м³; 4 – 0,65–1,60 м³; 5 – 1,2–2,5 м³; 6 – 1,6–4,0 м³; 7 – 2,5–6,3 м³);

2) вторая цифра – ходовое устройство (1 – гусеничное, 2 – гусеничное уширенное, 3 – пневмоколесное, 4 – специальное шасси, 5 – автомобильное шасси, 6 – тракторное шасси);

3) третья цифра – рабочее оборудование (1 – с канатной подвеской, 2 – с гидравлической, 3 – телескопическое оборудование);

4) четвертая цифра – порядковый номер модели;

5) пятый индекс (буква А, Б, В и т. д.) – очередная модернизация;

6) шестой индекс – климатическое исполнение (для районов с умеренным климатом обозначение отсутствует, ТВ и ТС – для тропического влажного и сухого климата, С – северное).

Например, ЭО–3112 – это одноковшовый экскаватор третьей размерной группы (0,40–1,0 м³), с гусеничным ходовым оборудованием, с канатной подвеской рабочих органов, второй модели, для районов с умеренным климатом.

В таблице 6.1 приведены технические характеристики экскаваторов в зависимости от их размерной группы.

Таблица 6.1 – Характеристики экскаваторов различных размерных групп

Группа	Масса, т	Вместимость ковша, м ³	Мощность, кВт	Тип подвески
1	3,0	0,15–0,40	15–25	Гибкая (Н)
	3,5			Жесткая (Н)
	5,5			Гибкая (П)
	6,5			Жесткая (П)
2	5,5	0,25–0,65	25–40	Гибкая (Нп)
	6,5			Жесткая (Нп)
	8,5			Гибкая (П)
	9,5			Жесткая (П)
3	12,0	0,40–1,00	40–60	Гибкая (П)
	16,0			Жесткая (П)
4	20,0	0,65–1,60	60–90	Гибкая (П)
	25,0			Жесткая (П)
5	32,0	1,00–2,50	90–120	Гибкая (П)
	40,0			Жесткая (П)
6	50,0	1,60–4,00	100–210	Гибкая (П)
	70,0			Жесткая (П)

Примечание – Н – навесное оборудование на погрузчик, колесный бульдозер и др.; П – полноповоротный экскаватор; Нп – неполноповоротный экскаватор.

В некоторых западноевропейских классификациях экскаваторы разделяют по силе тяжести на следующие группы: мини – до 5 т; миди – до 8 т; полноразмерные – до 40–50 т; специальные (карьерные и пр.) – более 50 т.

В США (классификация SAE) гусеничные экскаваторы разделяют на 19 групп, которые охватывают машины, имеющие массу от 2 до 150 т, пневмоколесные – на 6 групп.

В последнее время некоторые экскаваторные заводы СНГ, наряду с упомянутой стандартной индексацией, употребляют международную индексацию машин по массе с использованием условных обозначений конструкции шасси, например, EW – автомобильное, EK – пневмоколесное, ЕС, ET – гусеничное. Например, EW-1400 – экскаватор на автомобильном шасси, масса – 14 т.

6.1 Гидравлические одноковшовые экскаваторы

Одноковшовый гидравлический экскаватор (ГОЭ) (рисунок 6.1) – это экскаватор с жесткой подвеской рабочего оборудования, элементы которого соединены между собой и с базовой машиной жесткими шарнирными соединениями.

ГОЭ имеют следующие конструктивные, технологические и эксплуатационные преимущества по сравнению с экскаваторами с гибкой подвеской (канатными):

1) повышение надежности за счет непосредственного воздействия привода на исполнительные органы (без применения сложных механических трансмиссий, снабженных муфтами, тормозами, коробками передач и т.д.);

2) снижение материалоемкости за счет рациональной компоновки агрегатов и отсутствия громоздких механических передач (масса ГОЭ в 1,5–2,0 раза меньше, чем масса канатного при одинаковой вместимости ковша);

3) повышение производительности за счет реализации значительно больших (в 2–4 раза) усилий на режущей кромке ковша (из-за более полного использования всей массы экскаватора);

4) расширение технологических возможностей:

а) за счет более высокой маневренности, большей точности изменения скорости и направления движения (например, при копании поворотом ковша);

б) путем использования большего числа сменного рабочего оборудования;

5) снижение энергоемкости процесса копания в 1,5–1,7 раза (на 1 м³ грунта) и реализация более высоких рабочих усилий (при одинаковой мощности).

Одноковшовые экскаваторы имеют одинаковую базовую часть, состоящую из нижней рамы с ходовым устройством 12 и поворотной платформой 10. Поворотная платформа опирается на нижнюю раму и поворачивается на ней с помощью опорно-поворотного устройства 11.

Основной металлоконструкцией полноповоротного экскаватора является поворотная платформа 10, на которой установлены рабочее оборудование 4–9, силовая установка 1, кабина 3 с системой управления и механизм поворота.

В ГОЭ рабочее и ходовое оборудование, поворотное устройство приводят с помощью гидроцилиндров и гидромоторов.

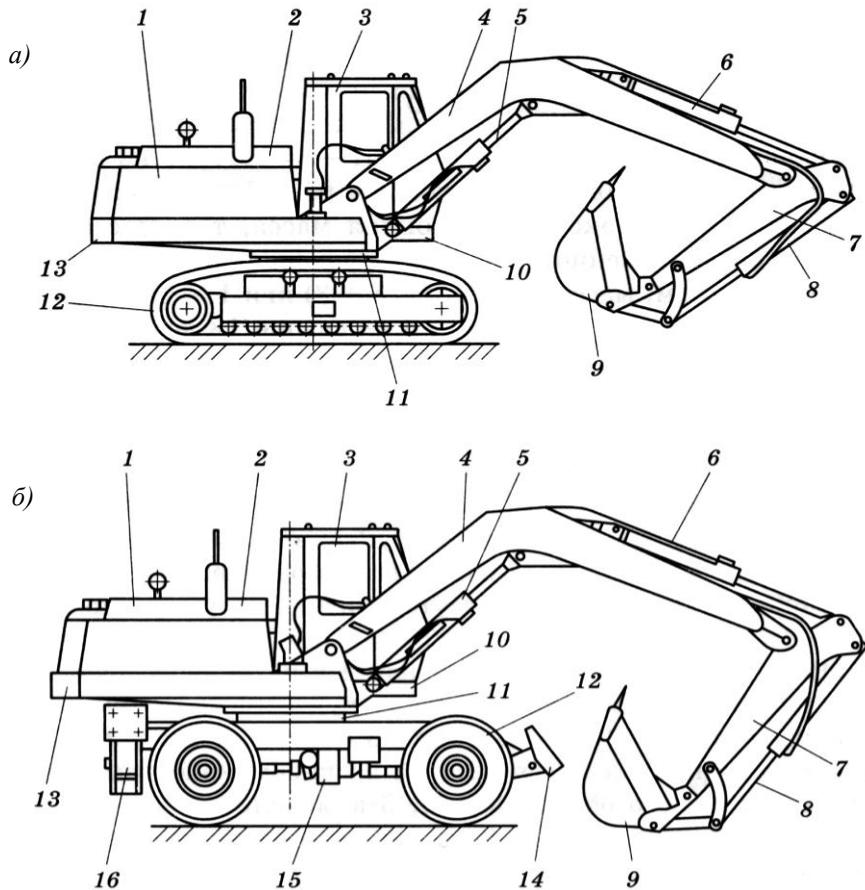


Рисунок 6.1 – Конструктивные схемы ГОЭ:

а – на гусеничном ходу; *б* – на колесном ходу;

1 – силовая установка; 2 – капот; 3 – кабина; 4 – стрела; 5 – гидроцилиндр управления стрелой; 6 – гидроцилиндр управления рукоятью; 7 – рукоять; 8 – гидроцилиндр управления ковшом; 9 – ковш; 10 – поворотная платформа; 11 – опорно-поворотное устройство; 12 – ходовое устройство; 13 – противовес; 14 – бульдозерный отвал; 15 – трансмиссия; 16 – выносная опора

Двигатель внутреннего сгорания приводит в действие гидронасосы, установленные на поворотной платформе. В свою очередь, насосы подают рабочую жидкость в гидроцилиндры рабочего оборудования и гидромоторы поворотного и ходового устройств. Кроме того, в состав гидравлической системы входят масляные баки, распределительная, регулирующая и контролирующая аппаратура (рисунок 6.2).

Воздействие привода на исполнительные механизмы рабочего оборудования экскаватора происходит через трубопроводы, подающие от насосов рабочую жидкость в исполнительные рабочие цилиндры, штоки которых воздействуют на рабочие органы через простые рычажные системы. Подвод трубопроводов к гидроцилиндрам осуществляется гибкими шлангами.

Рабочее давление в гидравлических одноковшовых экскаваторах составляет 20–35 МПа, увеличение давления до 50 МПа позволяет уменьшить массу и габариты гидрооборудования.

Механические передачи (в основном, зубчатые) частично сохранились в исполнительных механизмах и некоторых рабочих органах: в механизме передвижения, механизме поворота, сверлах, бурах и другом сменном оборудовании.

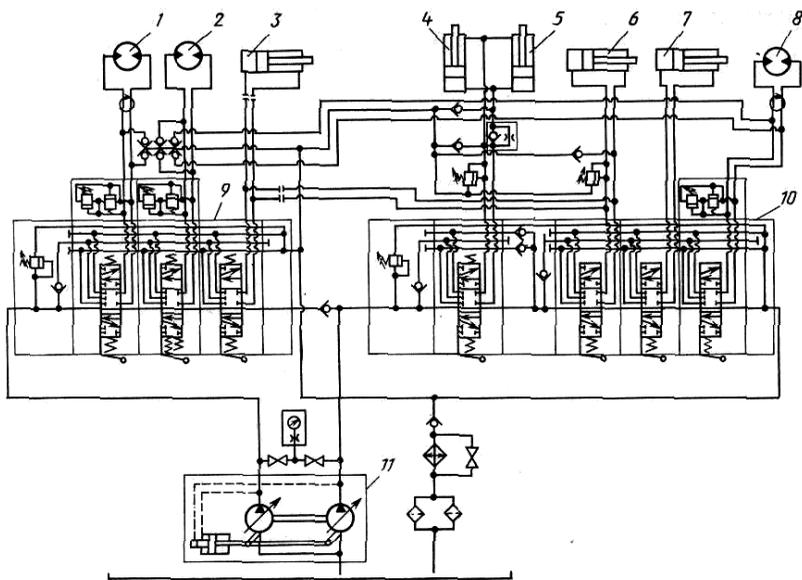


Рисунок 6.2 – Гидросистема полноповоротного экскаватора на гусеничном ходу:

- 1, 8 – гидромоторы механизма передвижения; 2 – гидромотор поворота платформы;
- 3 – гидроцилиндр поворота верхней секции стрелы; 4, 5 – гидроцилиндры подъема-опускания стрелы; 6 – гидроцилиндр поворота рукояти; 7 – гидроцилиндр поворота ковша;
- 9, 10 – блоки гидрораспределителя; 11 – двоянный регулируемый насос

Благодаря перечисленным достоинствам ГОЭ способны разрабатывать все грунты I–IV категорий, многие грунты V категории (в зависимости от вида рабочего оборудования) без рыхления и наименее крепкие грунты VI категории (уголь, известняк, ракушечник, мел, глина, мерзлые грунты).

Специфика конструкции и расширенные технологические возможности обуславливают:

- а) повышенные требования к материалам и конструкциям;
- б) надежность уплотнений;
- в) повышенную точность изготовления деталей гидрооборудования.

По исполнению опорно-поворотных устройств ГОЭ подразделяют на два вида: полноповоротные и неполноповоротные (навесные).

Механизм поворота должен обеспечить прямое и возвратное вращения поворотной платформы. В режиме копания платформа должна быть зафиксирована тормозом.

На рисунке 6.3 показано опорно-поворотное устройство полноповоротного экскаватора, которое обеспечивает поворот платформы и передачу нагрузки от поворотной платформы на ходовое устройство. Опорно-поворотный круг 1 закреплен на ходовой раме и снабжен внутренним зубчатым венцом 2. В постоянном зацеплении с ним находится шестерня поворота (бегунковая шестерня) 3. Гидрообъемный привод от гидромотора через редуктор 4 сообщает вращение шестерни 3, которая обегает зубчатый венец 2 и приводит в движение платформу относительно ходового устройства.

Механизм поворота платформы приводится в действие *высоко-* или *низкомоментным гидромотором* с зубчатыми передачами.

Высокомоментный гидромотор обеспечивает достаточно большой крутящий момент на своем выходном валу, поэтому используют только одну механическую передачу: шестерня – зубчатый венец.

Низкомоментный гидромотор не может обеспечить достаточный крутящий момент, поэтому для его увеличения необходимо использовать редуктор между валом гидромотора и обегавшей шестерней (как правило, трех- или двухступенчатый цилиндрический или двухступенчатый планетарный). На рисунке 6.4 представлена конструктивная схема механизма поворота, который состоит из низкомоментного гидромотора 8 и двухступенчатого цилиндрического редуктора.

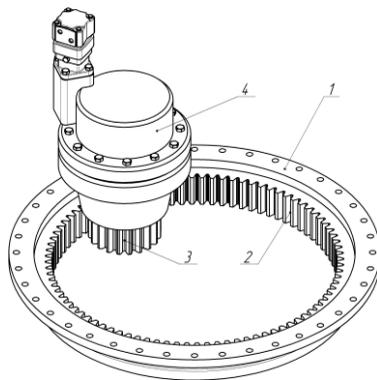


Рисунок 6.3 – Опорно-поворотное устройство:

- 1 – поворотный круг; 2 – зубчатый венец;
- 3 – обегавшая шестерня;
- 4 – гидрообъемный мотор-редуктор

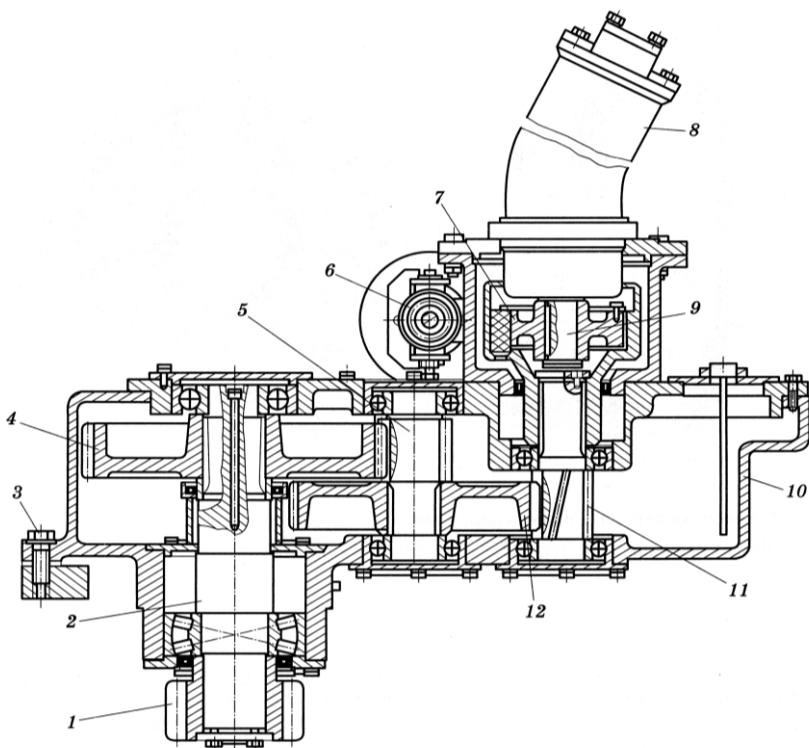


Рисунок 6.4 – Механизм поворота экскаватора:

1 – шестерня-бегунок; 2 – вал механизма поворота; 3 – болт крепления редуктора к поворотной платформе; 4, 12 – зубчатые колеса; 5, 11 – валы-шестерни; 6 – гидротолкатель тормоза; 7 – муфта; 8 – гидромотор; 9 – вал гидромотора; 10 – редуктор

При включении гидромотора 8 срабатывает гидротолкатель 6 нормально замкнутого тормоза, отключая его, и освобождается муфта 7. Крутящий момент от вала 9 гидромотора 8 через муфту 7, быстроходную (вал-шестерня 11 – зубчатое колесо 12) и тихоходную (вал-шестерня 5 – зубчатое колесо 4) ступени редуктора 10 передается на шестерню-бегунок 1, которая обкатывается по зубчатому венцу опорно-поворотного устройства (на рисунке не показан). При этом поворачиваются редуктор 10 и соединенная с ним болтами 3 поворотная платформа вокруг вертикальной оси.

Ходовое устройство используют для маневрирования и перемещения. Кроме того, через него на опорную поверхность передаются сила тяжести экскаватора и силы взаимодействия рабочего органа с грунтом. Ходовое устройство включает раму, гусеничный или колесный движитель, механизм их привода и торможения.

Механизм передвижения имеет следующие особенности:

– для гусеничного ходового оборудования привод каждой гусеницы индивидуален (рисунок 6.5). Поэтому ходовая тележка имеет два гидромотора (низкомоментных) и два трехступенчатых цилиндрических редуктора;

– для пневмоколесного ходового оборудования имеется два варианта:

1) привод ходового оборудования включает один гидромотор, который через двухступенчатую коробку передач передает движение переднему и заднему мостам ходового устройства. Выходной вал коробки передач одним концом соединен с передним мостом, а другим концом – с задним мостом (рисунок 6.7);

2) индивидуальный привод ходового оборудования, т. е. привод колес осуществляется по схеме «мотор–колесо», что исключает громоздкие промежуточные звенья механического привода, а мощность гидромотора реализуется непосредственно на колесе через ступичный планетарный редуктор.

Гусеничное оборудование наиболее широко применяют на ГОЭ. Один из вариантов конструкции гусеничной ходовой тележки представлен на рисунке 6.5. Гусеницу 1 фиксируют относительно катковой рамы 7 опорные 9 и направляющие катки, поддерживающие ролики 8, а также ведущая 10 и натяжная 5 звездочки. Гусеница представляет собой замкнутую цепь из траков (стальных литых или штампованных элементов), связанных между собой пальцевыми шарнирами.

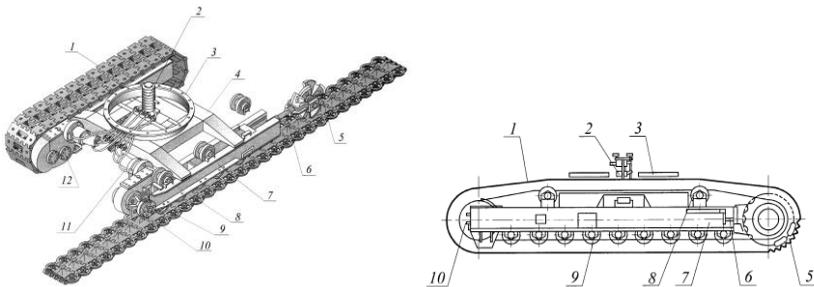


Рисунок 6.5 – Гусеничная ходовая тележка экскаватора:

- 1 – гусеничная лента; 2 – коллектор; 3 – опорное колесо опорно-поворотного устройства;
- 4 – поперечная балка рамы; 5 – ведущее зубчатое колесо (звездочка); 6 – механизм натяжения гусеничной ленты; 7 – продольная балка рамы; 8 – поддерживающий ролик; 9 – опорный каток;
- 10 – натяжное колесо; 11 – гидроразводка тележки; 12 – бортовой редуктор

Ходовая тележка имеет два редуктора 12 механизма передвижения. Ходовая рама крепится на тележке и состоит из двух продольных 7 и двух поперечных 4 балок. К раме приварено опорное колесо 3 (литая обечайка), к которой болтами крепится зубчатый венец опорно-поворотного устройства. Основными элементами механизма привода каждой гусеницы являются

низкомоментный гидромотор и цилиндрический редуктор 12. Пневмокопное ходовое устройство обычно применяют на экскаваторах до четвертой размерной группы, масса которых не превышает 20 т, поскольку оно оказывает на порядок большее давление на опорную поверхность по сравнению с гусеничным.

На рисунке 6.6 представлен один из вариантов конструктивной схемы ходовой тележки колесного экскаватора. На раме 7 расположены опорно-поворотное устройство 3, отвал 12 и балка откидных опор 1, а также кронштейны для установки заднего моста 2, оси 9 балансирной подвески переднего моста 8, центрального коллектора 4 и водила 11. Откидные опоры 1 и отвал 12 обеспечивают устойчивость экскаватора при копании.

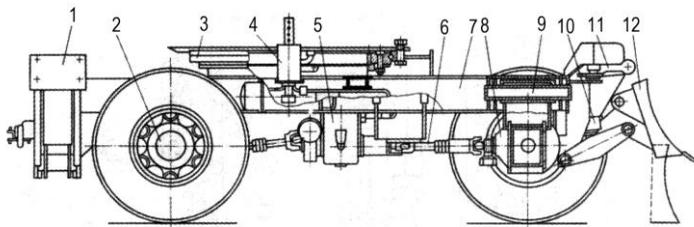


Рисунок 6.6 – Пневмокопная ходовая тележка экскаватора:

- 1 – откидная опора; 2, 8 – задний и передний мосты; 3 – опорно-поворотное устройство;
4 – центральный коллектор; 5 – коробка передач; 6 – карданный вал; 7 – рама;
9 – ось балансирной подвески; 10 – гидроцилиндр отвала; 11 – водило; 12 – отвал

На рисунке 6.7 показан один из применяемых вариантов привода хода пневмокопного экскаватора.

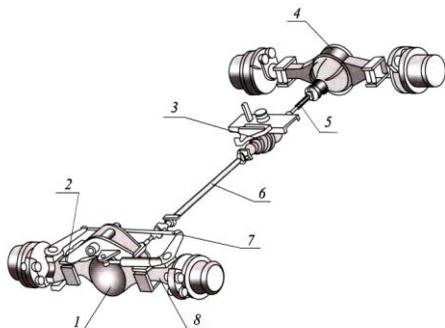


Рисунок 6.7 – Схема привода мостов механизма передвижения экскаватора:

- 1 – картер главной передачи;
2, 8 – картеры полуоси переднего моста;
3 – коробка передач; 4 – задний приводной мост; 5, 6 – карданные валы;
7 – механизм управления поворотом передних колес

Гидромеханические передачи с гидростатическими компонентами применяют на экскаваторах, поскольку их рабочий процесс происходит на малых скоростях и при больших тяговых усилиях. На рисунке 6.8 приведена схема гидромеханической трансмиссии с гидрообъемными компонентами механизма хода и поворота пневмокопного экскаватора. Привод хода

осуществляют от гидромотора 15 через коробку передач, карданную передачу, ведущие мосты 9 и 14, конечные передачи на ведущие колеса, привод поворота – от гидромотора 5 через зубчатые передачи на шестерню 6, которая обегает зубчатый венец 7, приводя в движение поворотную платформу экскаватора.

Такие трансмиссии, наряду с функциями привода хода и поворота, выполняют функции тормозных систем, которые блокируют движение машины при остановке двигателя. Их используют не только в экскаваторах, но и в бульдозерах, катках и других машинах.

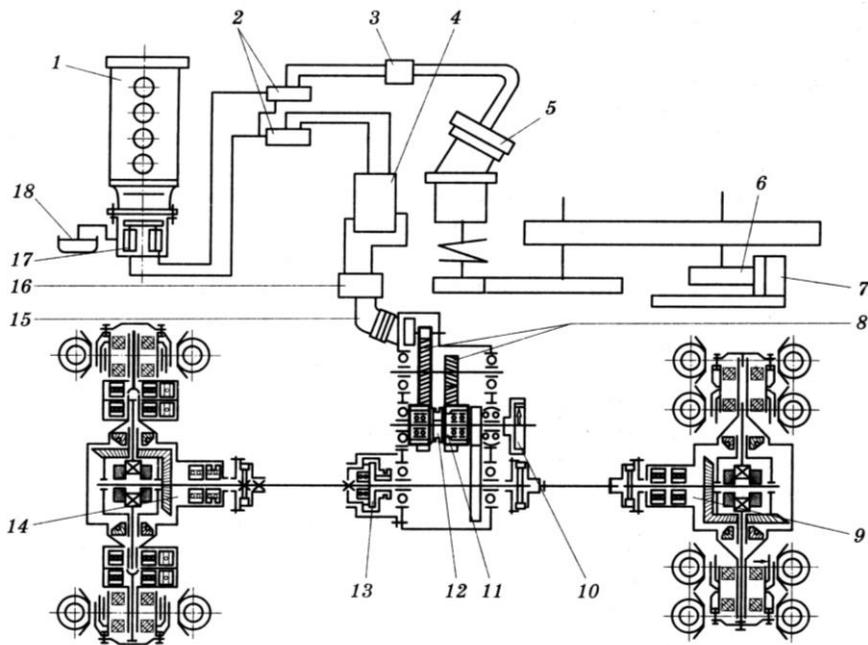
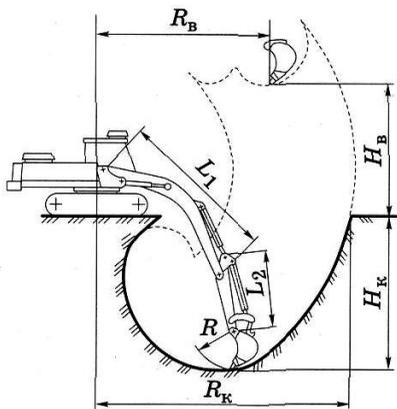


Рисунок 6.8 – Схема привода механизмов хода и поворота экскаватора:

1 – дизельный двигатель; 2 – блоки гидрораспределителя; 3, 4 – клапанные блоки; 5 – гидромотор поворота платформы; 6 – обгоняющая шестерня; 7 – зубчатый венец; 8 – шестерни первой и второй передач механизма хода; 9 – задний ведущий мост; 10 – тормоз механизма хода; 11 – подшипник; 12 – зубчатая полумуфта переключения передач; 13 – зубчатая полумуфта включения переднего ведущего моста; 14 – передний ведущий мост; 15 – гидромотор привода хода; 16 – центральный коллектор; 17 – двоянный насос; 18 – бак рабочей жидкости

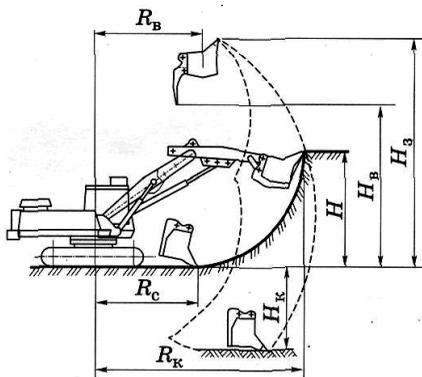
На рисунке 6.9 представлены основные параметры технологического процесса экскаватора со сменным рабочим оборудованием (ковшами «обратной» и «прямой» лопаты, а также грейфера).

a)



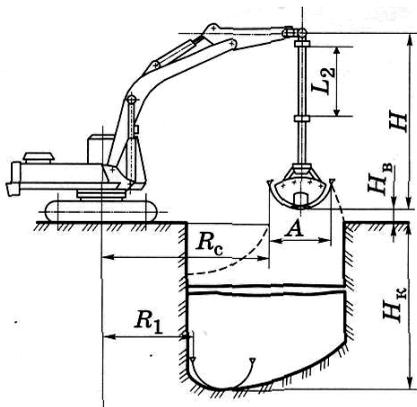
R_B – радиус выгрузки; H_B – высота выгрузки; H_K – глубина копания; R_K – радиус копания;
 L_1 – длина стрелы; L_2 – длина рукояти;
 R – радиус поворота ковша

б)



R_B – радиус выгрузки; R_C – радиус копания на уровне стоянки; R_K – радиус копания;
 H_3 – наибольшая высота копания

в)



R_1 – радиус копания на максимальной глубине;
 R_C – радиус копания на уровне стоянки;
 H_K – глубина копания; H – высота грейфера с удлинителем; L_2 – длина рукояти;
 A – ширина ковша (ширина копания);
 H_B – просвет ковша

Рисунок 6.9 – Основные параметры процесса копания ГОЭ при помощи:
 а – «обратной» лопаты; б – «прямой» лопаты; в – грейфера

Рабочий процесс «обратной» лопаты (расчетного рабочего оборудования) обеспечивается передачей движения ковшу с помощью соответствующих гидроцилиндров. Характер движения ковша зависит от конкретных условий. Наполнение ковша можно производить поворотом ковша, поворотом рукояти и подъемом стрелы или совмещая все эти движения. Наибольшее распространение имеет совмещенное копание: на начальном этапе используют движение рукояти, а в конце поворачивают ковш, обеспечивая его заполнение. Как правило, стрелу используют только для установки ковша в исходное положение, а также для его перевода в транспортное положение. При разгрузке также используют повороты рукояти и ковша.

Рабочее оборудование. Оно включает стрелу (коренную и удлиняющую секции), рукоять, гидроцилиндры подъема стрелы, рукояти и ковша.

ГОЭ снабжают разнообразным сменным рабочим оборудованием, благодаря чему он является наиболее универсальной строительной машиной:

1) ковшами погрузчика, «прямой» и «обратной» лопатой, которые обеспечивают разработку узких траншей, планировку откосов, разработку канав и каналов шириной от 0,25 до 5 м с зубьями (до 10 штук) и без них;

2) сменными рукоятями и стрелами;

3) грейферами (двух- и многочелюстными, с круглыми захватами, с зубьями и без них, с накопителями);

4) молотами (пнеumo- и гидро-) со сменными рабочими инструментами (зубьями, клиньями, ломами, трамбовками, бурами, сверлами и др.);

5) пилами, крановыми подвесками, бульдозерными отвалами и др.;

6) оборудованием (вставками) со смещенной осью копания.

На рисунке 6.10 представлены некоторые виды сменного рабочего оборудования ГОЭ. Ведущие производители оснащают экскаваторы гидравлическими системами быстрой смены рабочих органов, которые обеспечивают замену оборудования менее чем за 30 с без выхода из кабины оператора, что значительно увеличивает производительность. Экскаваторы имеют расширенные технологические возможности при работе на резко пересеченной местности за счет возможности наклона поворотной платформы на 15° от вертикали, что обеспечивает повышенную устойчивость и позволяет компенсировать уклоны местности величиной до 27 %.

Ковш является основным рабочим органом. К нему предъявляются требования, обусловленные его технологическими функциями:

1) высокая прочность элементов ковша;

2) рациональная конструкция, обеспечивающая минимальную энергоёмкость копания и оперативную смену оборудования.

Он крепится к рукояти с помощью рычажных механизмов, обеспечивающих ему достаточную подвижность.

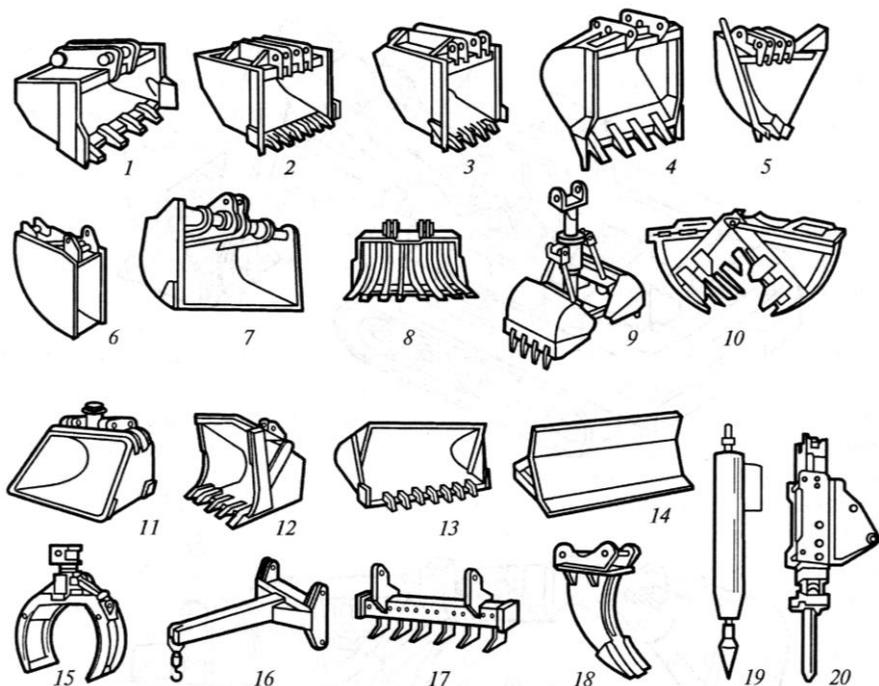


Рисунок 6.10 – Сменные рабочие органы ГОЭ:

- 1–3 – ковши «обратных» лопат для различных грунтов; 4 – ковш «прямой» лопаты;
 5 – ковш для дренажных работ; 6 – ковш для рытья узких траншей; 7 – ковш для планировочных работ; 8 – ковш для зачистных работ; 9 – двухчелостной грейфер для рытья траншей; 10 – двухчелостной грейфер для погрузки крупнокусковых материалов; 11–13 – погрузочные ковши; 14 – бульдозерный отвал для засыпки траншей; 15 – захват для погрузки труб;
 16 – крановая подвеска; 17, 18 – много- и однозубый рыхлители;
 19, 20 – гидро- и гидropневмомолоты

На рисунке 6.11 представлена конструкция ковша «обратной» лопаты, который является основным (и расчетным) рабочим органом ГОЭ как полно-, так и неполноповоротных. Он имеет режущий периметр, который состоит из горизонтального 2, т. е. режущей кромки (с зубьями 2 или без них), и вертикальных профилей боковых стенок 4 с боковыми зубьями 3. Крепление ковша (рисунок 6.12) производят в основном при помощи двухзвенного рычажного механизма, состоящего из тяги 3 и рычага 4, который обеспечивает ковшу необходимый угол поворота и усилие копания.

Для разработки прочных и скальных грунтов используют тяжелые ковши уменьшенной вместимости, для грунтов II–III категорий – ковши стан-

дартной вместимости, для слабых грунтов – облегченные ковши увеличенной вместимости (см. рисунок 6.10, поз. 1–3)).

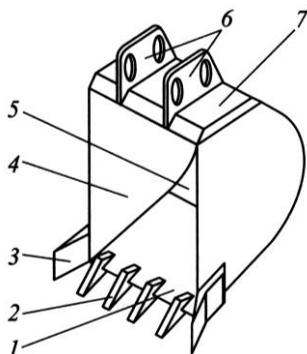


Рисунок 6.11 – Ковш «обратной» лопаты:

1 – горизонтальный режущий профиль;
2 – зуб; 3 – боковой зуб; 4 – боковая стенка с вертикальным режущим профилем;
5 – днище; 6 – монтажные кронштейны с проушинами; 7 – коробка жесткости

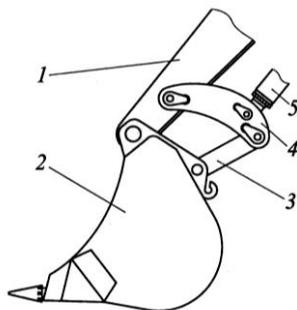


Рисунок 6.12 – Механизм крепления ковша к рукояти:

1 – рукоять; 2 – ковш; 3 – тяга; 4 – рычаг (коромысло); 5 – гидроцилиндр поворота ковша

Одним из направлений расширения технологических возможностей экскаватора является введение дополнительного приспособления – ротатора (от англ. *to rotate* – поворачивать, вращать), которое увеличивает диапазон изменения положения ковша. *Ротатор* представляет собой, как правило, гидравлическое поворотное устройство, которое устанавливают между рукоятью и ковшом. Для этих целей используют высокомоментный пластинчатый гидромотор, совмещенный с шарнирным соединением, управление которым осуществляют из кабины машиниста с помощью встроенного распределительного блока. Вращение ротатора происходит за счет подачи рабочей жидкости в механизм (под давлением 20 или 25 МПа) через гидрораспределитель. Через ротатор подается рабочая жидкость и на гидроцилиндры конечного элемента рабочего органа, в частности, на гидроцилиндр ковша. Он обеспечивает вращение ковша на 360°. Наличие ротатора позволяет, не меняя рабочего органа и положения экскаватора, производить копание, отсыпку, планировку или уплотнение грунта. В частности, ротатор позволяет оперативно переходить из режима «прямой» лопаты в режим «обратной» лопаты экскаватора.

Компании по их производству («Baltrotors», «Indexator», «Ferrari», «Finn-Rotor» и др.) выпускают ротаторы различных типоразмеров и моде-

лей, которые охватывают широкий диапазон значений технических характеристик. Так, их собственная масса составляет 20–150 кг, грузоподъемность – от 1 до 30 т, крутящий момент – от 720 до 4100 Н·м. В некоторых случаях используют механический привод в виде червячного редуктора.

Следует отметить, что спектр использования ротаторов чрезвычайно широк и не ограничивается только одноковшовыми экскаваторами. Их применяют на гидроманипуляторах, кранах-погрузчиках, перегружателях различных грузов, форвардерах, харвестерах, буровых установках и других машинах, где требуется вращательное движение захватывающего устройства.

Стрелу рабочего оборудования выполняют как моноблочный, так и сочлененной. Ее конструкция и габариты должны отвечать ряду требований:

- 1) возможность опускания ниже горизонта на угол до 30°;
- 2) зазор между стрелой и гусеницами не менее 200–250 мм;
- 3) в сочлененной стреле угол между коренной и удлиняющей секциями составляет 120–130°.

Как известно, стрелы ГОЭ испытывают переменные нагрузки от сжатия, изгиба и кручения. Поэтому они имеют коробчатое сечение, которое выполняют из гнутых профилей или сварными (из листовой стали), что обеспечивает их высокую усталостную прочность.

Моноблочная стрела 1 (рисунок 6.13) представляет собой изогнутую по длине балку, которая усилена внутренними диафрагмами жесткости и оснащена наружными кронштейнами 5 для крепления гидроцилиндров 6 рукояти, а также проушинами 4 и 7 на концах для шарнирного соединения с поворотной платформой и рукоятью.

Моноблочная рукоять 8 (см. рисунок 6.13) также имеет коробчатое сечение с внутренними диафрагмами жесткости и накладками в местах крепления к стреле, ковшу и штокам гидроцилиндров. Она содержит кронштейны для крепления гидроцилиндров и проушины для соединения с ковшем и стрелой. Из-за больших динамических нагрузок, возникающих при повороте, ширину рукояти принимают больше ее высоты. Высота поперечного сечения балок рукояти не является постоянной по длине: со стороны стрелы она больше, чем со стороны ковша в 1,6–1,8 раза. У длинных рукоятей высота балок увеличивается на 20–30 % по сравнению со стандартными. Как правило, рукоять крепится между боковыми стенками коробчатой балки стрелы. Количество рукоятей зависит от типоразмера экскаватора и составляет:

- 4–8 для экскаватора массой менее 30 т;
- 3–4 для экскаватора массой более 30 т.

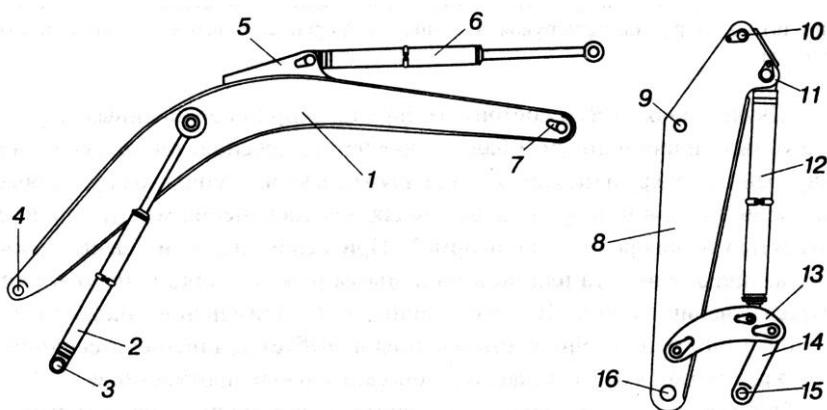


Рисунок 6.13 – Основное рабочее оборудование:

1 – моноблочная стрела; 2, 6, 12 – гидроцилиндры стрелы, рукояти и ковша; 3 – шарнир крепления гидроцилиндра стрелы к проушинам поворотной платформы; 4, 7 – проушины стрелы для крепления к поворотной платформе и рукояти; 5, 11 – кронштейны крепления гидроцилиндров рукояти и ковша; 8 – моноблочная рукоять; 9 – гнездо шарнира рукояти для крепления к стреле; 10 – проушина под шток гидроцилиндра рукояти; 13 – коромысло; 14 – тяга; 15, 16 – гнезда верхнего и нижнего шарниров ковша

Как правило, гидравлические одноковшовые экскаваторы имеют 3–4 рукояти обратной лопаты различной длины, включая длинные – для подводных работ и мелиорации.

Спектр полноповоротных ГОЭ, которых производят различные компании, очень широк как по типоразмерам моделей, так и по их технологическим возможностям. В условиях жесткой конкурентной борьбы за рынок и все возрастающих запросов потребителей ведущие производители Европы, Азии и США постоянно совершенствуют свою продукцию. Основные параметры их экскаваторов (масса и габариты, мощность двигателя, вместимость ковша и параметры рабочей зоны, характеристики гидросистемы, механизмов хода и поворота) незначительно отличаются друг от друга. Машины обладают высоким уровнем экономичности, эргономичности и экологической безопасности. Практически все они снабжены энергосберегающими системами электронного управления, которые автоматически обеспечивают оптимальное использование мощности двигателя для различных режимов земляных работ, т. е. высокий уровень основных технических характеристик присущ всем приведенным машинам.

На территории СНГ, в России налажен серийный выпуск строительных экскаваторов III–VI размерных групп на основе единых конструктивных схем с широкой унификацией агрегатов, сборочных единиц и гидроаппаратуры.

В условиях рыночной экономики *продукция отечественного машиностроения* также должна соответствовать мировому уровню или даже превосходить его. В Беларуси также производят полноповоротные экскаваторы. ОАО «Кохановский экскаваторный завод» выпускает одноковшовые гидравлические экскаваторы третьей размерной группы на гусеничном и пневмоколесном ходу. Гусеничные экскаваторы ЭО-3223 производят с 1997 года. Мощность силовой установки составляет 77 кВт, давление в основной гидросистеме 32 МПа. При продолжительности рабочего цикла 16 с их техническая производительность достигает $95 \text{ м}^3/\text{ч}$. При массе 15 т давление на грунт при ширине гусениц 900 мм не превышает 28 кПа. Экскаваторы снабжают различными ковшами (экскавационными, очистными, профильными и решетчатыми различной вместимости). В настоящее время ОАО «Амкодор-КЭЗ» выпускает модернизированный вариант машины в новой комплектации (модели Амкодор 914), технологические возможности которой расширены. Масса машины увеличена до 15,9 т за счет применения высококачественных комплектующих ведущих мировых производителей. Предприятие также выпускает гидравлические экскаваторы на гусеничном ходу (модели Амкодор 923) с вместимостью ковша $1,0 \text{ м}^3$. Масса машины составляет 23 т, давление на грунт имеет небольшие значения: при ширине гусениц 600 мм – 90, при ширине 900 мм – 60 кПа. При мощности двигателя 161 л. с. достигается глубина копания – 6,8 м, высота выгрузки – 6,7 м.



Рисунок 6.14 – Экскаватор EW 1400

Пневмоколесные экскаваторы модели EW 1400 (рисунок 6.14) третьей размерной группы оснащают двигателем (Д-245.9), который при мощности насосной установки 51,5 кВт обеспечивает производительность до $95 \text{ м}^3/\text{ч}$.

На ОАО «Жлобинский механический завод «Днепр» производят гусеничные гидравлические экскаваторы модели Днепр ЕТ 2301 с вместимостью ковша «обратной» лопаты $0,9\text{--}1,2 \text{ м}^3$. Мощность двигателя составляет 121 кВт, эксплуатационная масса – 23 т.

Одним из основных производителей полноповоротных экскаваторов-планировщиков является белорусское предприятие «Святовит», которое выпускает телескопические экскаваторы-планировщики на базе автомобильных шасси (МАЗ, КаМАЗ, Урал, КрАЗ, Volvo) и на гусеничном ходу (ЕС-22-К2).

На рисунке 6.15 представлена схема базовой модели экскаватора четвертой размерной группы EW-25-M1, для которой используют шасси автомобилей МАЗ-630303 (6×4) и МАЗ-631705 (6×6).

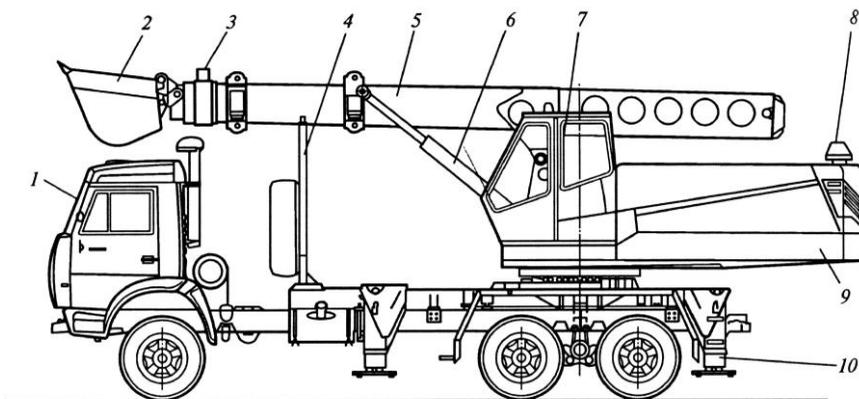


Рисунок 6.15 – Экскаватор-планировщик EW-25-M1:

1 – базовое шасси; 2 – ковш; 3 – выдвижная секция стрелы; 4 – стойка; 5 – основная секция стрелы; 6 – гидроцилиндр подъема-опускания стрелы; 7 – кабина оператора; 8 – двигатель экскаваторного оборудования; 9 – поворотная платформа; 10 – выносная гидравлическая опора (аутригер)

Ее основными частями являются базовое шасси 1, поворотная платформа 9 с силовой установкой и кабиной оператора 7, а также телескопическое рабочее оборудование. Оно включает основную 5 и выдвижную 3 секции стрелы прямоугольного сечения, гидроцилиндры 6 подъема и опускания стрелы, механизмы выдвижения и втягивания стрелы, поворота ковша 2 относительно собственной оси и продольной оси стрелы.

Конструкция рабочего оборудования планировщика модели EW-25-M1 обеспечивает следующие рабочие движения (рисунок 6.16):

- прямолинейное движение рабочего органа при изменении длины телескопической стрелы (ход стрелы l_c достигает 4,15 м);
- подъем на угол до 30° с максимальной высотой копания 8,0 м и опускание на угол до 60° с максимальной глубиной копания 5,45 м;
- поворот ковша относительно оси его подвески на угол до 152° и вокруг продольной оси стрелы на угол 360° .

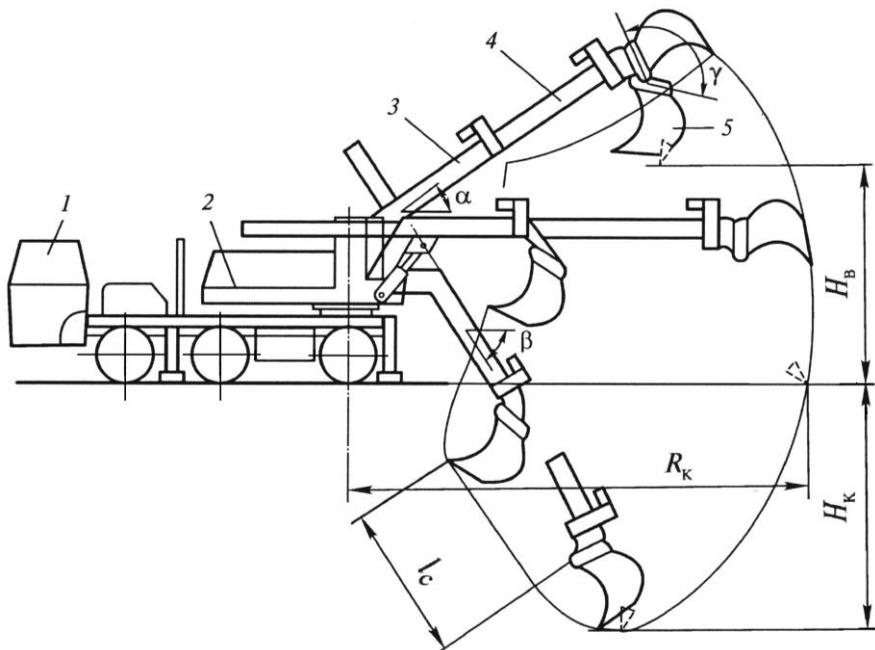


Рисунок 6.16 – Схема рабочей зоны экскаватора-планировщика:

1 – базовое шасси; 2 – поворотная платформа; 3, 4 – наружная и внутренняя секции стрелы; 5 – ковш; H_K – максимальная глубина копания; H_B – максимальная высота разгрузки; R_K – максимальный радиус копания на уровне стоянки; l_c – ход телескопического удлинения стрелы; α – угол подъема стрелы; β – угол опускания стрелы; γ – угол поворота ковша

Дополнительное оборудование в виде удлинителя стрелы увеличивает радиус копания с 10,45 до 11,80 м.

В таблице 6.2 представлены технические характеристики экскаваторов-планировщиков четвертой размерной группы отечественного СП «Святовит», а также украинских, российских и словацких производителей.

Планировщик на гусеничном ходу модели ЕС-22-К2 оснащают сменными траками шириной 600 и 900 мм, которые обеспечивают ему повышенную проходимость по сравнению с колесным планировщиком.

В комплект рабочего оборудования планировщика входят несколько быстросъемных рабочих органов, в том числе ковши, отвал, кирковщик, рыхлительный зуб и др. (рисунок 6.17), что существенно расширяет технологические возможности экскаватора.

Таблица 6.2 – Технические характеристики экскаваторов-планировщиков

Параметр	EW-25-T1 (ЭО-4431)	EW-25- M1	EW-20-U1 (ЭО-4531)	АТЕК 012А	ЗТМ-220	UDS- 214.1
БШ	МЗКТ- 8007	МАЗ- 63038	Урал- 4320	КрАЗ- 65101	КамАЗ- 53228	Tatra 815-2
КФ	6×6	6×4	6×6	6×4	6×6	6×6
$N_{ш}$, кВт	176	176	176	176	191	170
$N_э$, кВт	74,0	74,0	74,0	73,6	74	84,5
$m_э$, т	24,8	25,0	22,9	22,7	19,5	22,0
$H_{коп}$, м	5,3	5,5	5,0	4,5	5,7	5,3
$q_к$, м ³	0,63	0,63	0,63	0,55	0,50	0,60
$P_{коп}$, кН	80	80	80	62	90	–
$l_с$, м	4,15	4,15	3,70	3,40	3,70	4,15
Π , м ³ /ч	95	95	95	92	92	108
<p><i>Примечание</i> – БШ – базовое шасси; КФ – колесная формула; $N_{ш}$ – мощность двигателя шасси; $N_э$ – мощность двигателя экскаватора; $m_э$ – масса экскаватора; $H_{коп}$ – глубина копания; $q_к$ – вместимость основного ковша; $P_{коп}$ – усилие копания при повороте ковша; $l_с$ – ход телескопирования стрелы; Π – производительность.</p>						

Быстродействующие соединительные устройства (БСУ) или *квик-каплеры* (от англ. *quick coupler* – быстродействующее соединительное устройство) используют для быстрой замены рабочего оборудования, поскольку смена рабочих органов традиционными способами с выходом машиниста из кабины управления требует много времени и ручного труда. Широкий спектр сменных рабочих органов одноковшового экскаватора позволяет вести земляные («прямыми» и «обратными» лопатами), погрузочно-разгрузочные (погрузочными ковшами и грейферами), монтажно-ремонтные (захватами, фрезами, крюковыми подвесками, ножницами и пилами), а также отделочно-ремонтные (виброплощадками, трамбовочными плитами, плитоукладчиками) работы. При частой смене профиля работы экскаватора на протяжении рабочей смены для ускорения и упрощения переоснащения машины используют БСУ для замены рабочего оборудования.

Сменные рабочие органы различаются не только по виду выполняемых работ, но и по способу навески, наличию или отсутствию дополнительного привода и сложности конструкции. С учетом их многообразия используют три основных вида квик-каплеров для смены пассивных и активных навесных рабочих органов:

1) приспособления, обеспечивающие замену рабочего органа в ручном режиме с выходом оператора из кабины. Они доступны по цене, имеют наименее сложную конструкцию и по этой причине наиболее распространены;

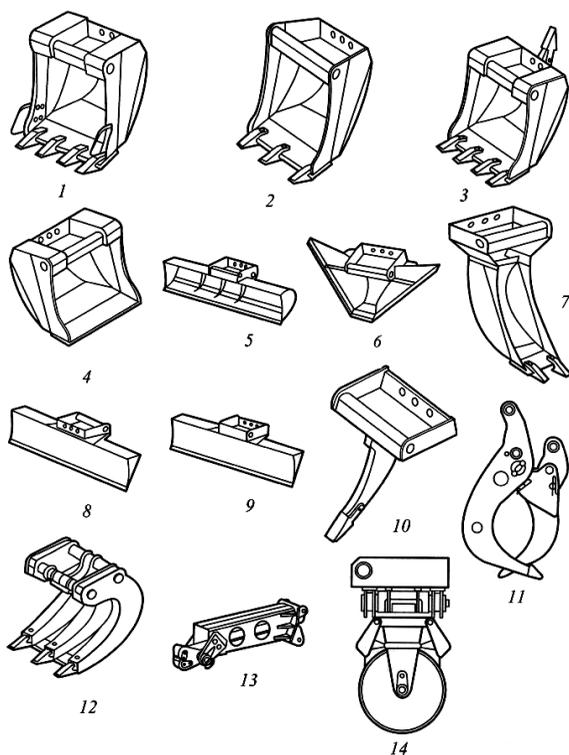


Рисунок 6.17 – Сменные рабочие органы экскаватора-планировщика:

1, 2, 3 – ковши различной вместимости с зубьями для копания; 4 – ковш облегченный вместимостью 0,8 м³ для копания; 5 – планировочный ковш; 6 – профильный ковш; 7 – траншейный ковш; 8 – планировочный отвал; 9 – доска планировочная; 10 – зуб рыхлителя; 11 – клешевой захват; 12 – кирковщик; 13 – удлинитель стрелы; 14 – каток

2) устройства, которые имеют дополнительный механизм фиксации сменного рабочего органа с автономным приводом. Выход оператора необходим для подключения гидрولينий исполнительных механизмов, расположенных на сменном органе;

3) устройства, обеспечивающие замену рабочего органа в автоматическом режиме из кабины оператора. В этом случае при монтаже происходит механическая фиксация рабочего органа и автоматическое присоединение гидрولينий для питания установленных на нем рабочих механизмов. Устройство представляет собой монтажную панель, на которой установлены захваты для размещения в них ответных элементов крепления рабочего органа и фиксатор. Наличие подобного устройства позволяет менять сменное оборудование непосредственно из кабины оператора, осуществляя ав-

томатическое подсоединение гидролиний рабочих органов. Современные БСУ обеспечивают длительность операций монтажа-демонтажа в пределах 10–15 с, поскольку их оснащают интеллектуальными системами управления.

Процесс соединения БСУ с рабочим оборудованием включает захват и зацепление БСУ с соединительными элементами крепления рабочего оборудования, а также фиксацию и блокирование соединяемых частей квик-каплера и рабочего оборудования.

На рисунке 6.18 представлена схема одного из устройств для замены рабочих органов, которое используют в отечественных экскаваторах-планировщиках. Оно содержит кронштейн 2, проушина которого в рабочем положении охватывает монтажный элемент (трубу) рабочего органа, а также кронштейн 3 (стальной лист с приваренными к нему пальцами), который выполняет роль фиксирующего элемента устройства. При предельно выдвинутом штоке гидроцилиндра 1 пальцы кронштейна 3 входят в монтажные отверстия рабочего органа, а при обратном ходе – выводятся из отверстий. Для обеспечения безопасности крепления пружины 4 удерживают пальцы в рабочем положении даже в случае отказа гидравлики. Тарелка 7 служит упором для пружин 4. Опора 6 поддерживает тарелку 7 и фиксируется болтом 8 со стопорной шайбой.

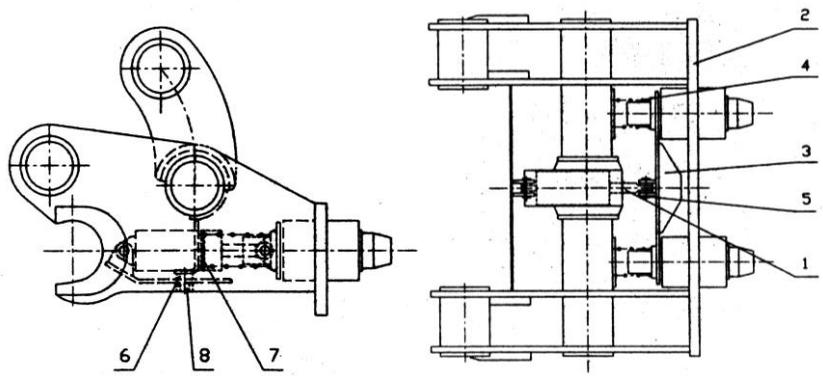


Рисунок 6.18 – Схема устройства для замены пассивного рабочего органа:
1 – гидроцилиндр; 2 – кронштейн-захват; 3 – кронштейн с пальцами; 4 – пружина; 5 – ось;
6 – опора; 7 – тарелка; 8 – фиксирующий болт

Производители БСУ выпускают типоразмерные ряды устройств, которые охватывают основные размерные группы экскаваторов. Габариты БСУ изменяются в довольно широких пределах: по длине – от 500 до 1200 мм, по ширине – от 250 до 650 мм, их масса составляет 60–1200 кг. Например, компания «Wedgelock Equipment» производит БСУ, которые подходят для большинства экскаваторов ведущих производителей, масса которых составляет от 12 до 100 т.

Для оперативного подсоединения активных рабочих органов с индивидуальным приводом к базовому оборудованию машины ведущие производители используют БСУ, оснащенные интеллектуальными системами управления процессом замены рабочего оборудования. Эти системы распознают тип рабочего оборудования и устанавливают необходимые параметры рабочей жидкости (давление, расход и др.) для их эффективной эксплуатации. Например, интеллектуальная система компании «Oil Quick» имеет автоматизированные подсистемы идентификации и опознания, которые распознают тип сменного оборудования, его привод (гидравлический или механический) и автоматически устанавливают для данного типа оборудования с гидроприводом необходимые режимы функционирования. При этом каждая рабочая операция отражается на дисплее в кабине и контролируется оператором.

Развитие быстродействующих устройств с интеллектуальными системами управления может существенно сократить состав типоразмерных рядов экскаваторов, ограничившись значительно меньшим числом базовых типоразмеров, но оснащенных автоматизированными адаптерными системами и широкой гаммой сменного рабочего оборудования.

Неполноповоротные гидравлические одноковшовые экскаваторы выпускают как навесное оборудование на серийные пневмоколесные тракторы. В Беларуси налажен массовый выпуск неполноповоротных навесных ГОЭ второй размерной группы. Их используют для выполнения небольших объемов земляных работ. Неполноповоротные ГОЭ имеют основное рабочее оборудование (ковши «прямой» и «обратной» лопаты), а также сменное дополнительное оборудование. Сменными органами являются ковши для рытья узких траншей, погрузочные ковши, крановая подвеска (грузоподъемностью до 0,8 т), рыхлитель, гидромолот, грузовые вилы, бур, захватное оборудование для укладки бордюрного камня и др.

В неполноповоротных экскаваторах имеются две гидросистемы с одним общим баком рабочей жидкости. Одна устанавливается на тракторе и служит для привода механизма поворота, управления выносными опорами и ковшем погрузчика. Другая смонтирована на экскаваторе и служит для привода рабочего оборудования. Гидроцилиндр стрелы может запитываться от каждой гидросистемы отдельно или суммарным потоком от обеих систем.

На тракторе (рисунок 6.19) устанавливают поворотную стойку 12, которую монтируют на полой цапфе в задней части несущей рамы.

Поворотные движения стойки обеспечивают гидроцилиндры 14. Для обеспечения устойчивости в рабочем режиме предусмотрена возможность установления выносных опор 13, управляемых гидроцилиндрами, по обе стороны от несущей рамы. Со стойкой шарнирно соединена стрела 7, подъем и опускание которой осуществляют гидроцилиндры 9. На стреле устанавли-

вают рукоять *10* и гидроцилиндры поворота рукояти *6*. С рукоятью шарнирно соединен ковш *11*, который поворачивается с помощью гидроцилиндра *8*. Стойка обеспечивает поворот стрелы на 120° в каждую сторону (без установки аутригеров). В отличие от предыдущих вариантов механизма поворота (в том числе с поворотом стойки двумя гидроцилиндрами через звездочку и цепь) последняя модель имеет низкую материалоемкость и конструктивную простоту.

Управление погрузочным ковшом *1* обеспечивают гидроцилиндры *2*, связанные с рамой *3* погрузчика.

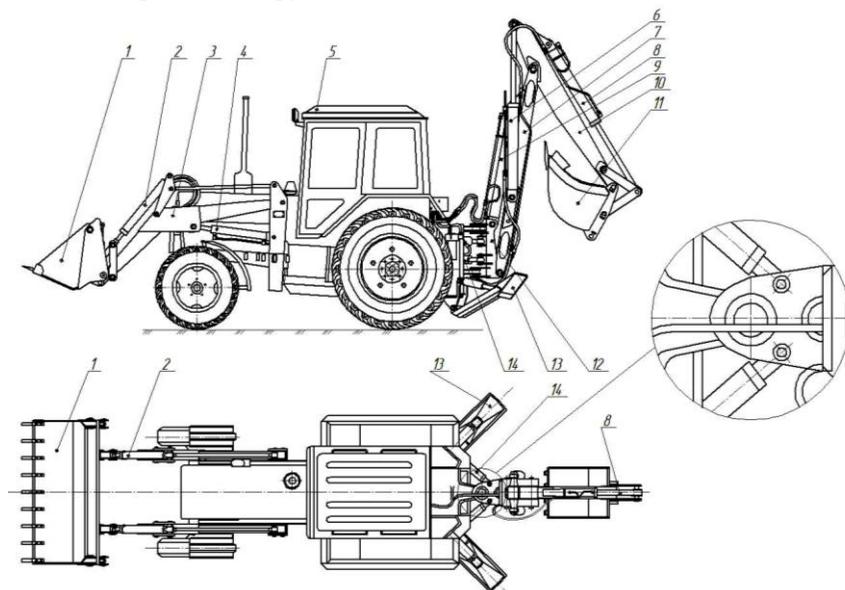


Рисунок 6.19 – Конструктивная схема неповоротного одноковшового экскаватора:

1 – погрузочный ковш; *2* – гидроцилиндр поворота ковша; *3* – рама погрузчика; *4* – гидроцилиндр подъема-опускания рамы погрузчика; *5* – кабина; *6* – гидроцилиндр управления стрелой; *7* – стрела; *8* – гидроцилиндр поворота ковша; *9* – гидроцилиндр управления стрелой; *10* – рукоять; *11* – ковш экскаваторный; *12* – поворотная стойка; *13* – выносная опора (аутригер); *14* – гидроцилиндр поворота стойки

В настоящее время получили распространение неполноповоротные одноковшовые экскаваторы со смещаемой осью копания, поворотная стойка у которых может быть установлена как на продольной оси трактора, так и в углах несущей рамы, что позволяет увеличить угол поворота стрелы. В ряде моделей ведущих производителей задняя часть рамы трактора оснащена направляющими, по которым поворотная стойка (или поворотная колонна) может смещаться в поперечном направлении.

Малогабаритные гидравлические экскаваторы, как и другая малогабаритная строительная техника, находят все большее применение, о чем свидетельствуют все возрастающие объемы их продаж (около 50 % от всех строительных машин, проданных в Европе). Они представляют собой мобильные агрегаты небольших габаритов и массы с низким давлением на опорную поверхность, что способствует минимальному воздействию на окружающую среду. Их малые и сверхмалые габариты обуславливают ряд принципиальных конструктивных особенностей: а) поворотная платформа при вращении не выходит за пределы габаритов ходового оборудования; б) радиус вращения хвостовой части поворотной платформы не превышает 0,5–1,0 м. Благодаря этим достоинствам, а также набору сменного рабочего оборудования малогабаритные машины становятся универсальным средством механизации строительных работ в стесненных условиях. Наиболее эффективной сферой их применения являются ремонт и восстановление городских объектов, в том числе работы по реконструкции уже существующей городской инфраструктуры. Кроме работ в стесненных условиях, они также могут выполнять и традиционные технологические операции на строительных площадках обычных размеров. С их помощью разрабатывают грунты I и II категорий.

Их целесообразно классифицировать по следующим признакам:

1) *по вместимости ковша* – микро- (0,01–0,05 м³) и мини-экскаваторы (0,05–0,25 м³);

2) *по виду привода* – самоходные и прицепные;

3) *по ходовому оборудованию* – гусеничные (из стали или резины) и колесные;

4) *по типу шасси* – на тракторном и специальном шасси;

5) *по числу осей* – одно- и двухосные;

6) *по типу механизма поворота* – полно- и неполноповоротные;

7) *по типу силовой установки* – с двигателем внутреннего сгорания (дизельным или карбюраторным) и электродвигателем (от передвижной электростанции или от внешней силовой сети).

Масса микро-экскаваторов не превышает 1200 кг, а мини-экскаваторов составляет 1200–6000 кг.

При создании малогабаритных экскаваторов особое внимание уделяют проблеме охраны окружающей среды и безопасности проведения работ, в том числе устойчивости машины, условиям труда оператора и удобству технического обслуживания. Для обеспечения устойчивости машины принимают ряд конструктивных мер, в их числе увеличение массы противовеса, применение расширенных или удлиненных гусениц, а также соответствующее расположение агрегатов на поворотной платформе.

Микро-экскаваторы выполняют на базе самоходных пневмоколесных шасси и мотоблоков, а также прицепными с приводом и без привода рабо-

чего хода. В зависимости от типа шасси они могут быть полно- и неполноповоротными. Так, на базе двухосных колесных шасси выпускают неполноповоротные микро-экскаваторы, на базе одноосных прицепов производят полноповоротные машины. Все микро-экскаваторы имеют гидропривод рабочего оборудования и широкий спектр легкоъемного сменного оборудования. На рисунке 6.20 представлена конструктивная схема неполноповоротного колесного микро-экскаватора с приводом на переднюю ось. На несущей раме 12 размещают силовую установку 5, гидросистему, место машиниста 4 и рабочее оборудование, которое включает ковш «обратной» лопаты 1, рукоять 8, стрелу 2 и гидроцилиндры для их управления. Двойной шарнир крепления рабочего оборудования к раме обеспечивает: в горизонтальном положении – наклон рабочих органов, в вертикальном – их поворот в плане на угол $\pm 85^\circ$ относительно продольной оси экскаватора. Для обеспечения устойчивости используют откидные передние опоры 9 и задний упор 7.

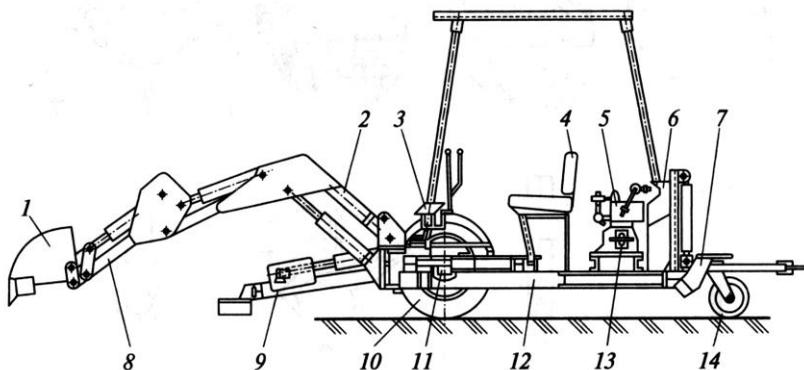


Рисунок 6.20 – Схема неполноповоротного микро-экскаватора:

- 1 – ковш; 2 – стрела; 3 – гидрораспределитель; 4 – место машиниста; 5 – силовая установка; 6 – бак с рабочей жидкостью; 7 – задний упор; 8 – рукоять; 9 – передняя опора; 10 – ведущее переднее колесо; 11 – гидромотор; 12 – несущая рама; 13 – гидронасос; 14 – заднее ведомое колесо

Гидросистема экскаватора содержит шестеренный насос 13, блок гидрораспределителей 3, гидромоторы ходовых колес и гидроцилиндры управления рабочими органами 1, 8, 2 и передними ауригерами 9.

Ходовая система включает два ведущих неуправляемых передних колеса 10 с приводом от гидромоторов 11 на каждое колесо и два ведомых задних колеса. Поворот машины производят одновременным вращением ведущих колес в разные стороны, что обеспечивает высокую маневренность машины.

На рисунке 6.21 показана конструктивная схема полноповоротного прицепного микро-экскаватора на одноосном колесном ходу. На поворотной платформе 3 размещены силовая установка 4, гидросистема, место оператора

ра 6 под защитным каркасом 5, а также рабочее оборудование. Оно включает ковш «обратной лопаты» 10, рукоять 9 и стрелу 8 с гидроцилиндрами их управления. Двухколесная тележка 1 оснащена двумя выносными опорами 12 с их механической фиксацией по высоте установки, устройством для перестановки колес и съемным дышлом, имеющим тягово-сцепной механизм. В рабочем режиме колеса находятся в заднем положении (см. рисунок 6.21) на ходовой тележке, выносные опоры устанавливают на опорную поверхность, а дышло снимают. В транспортном положении колеса раздвигают, ковш закрепляют на установленном дышле, а опоры поднимают в транспортное положение.

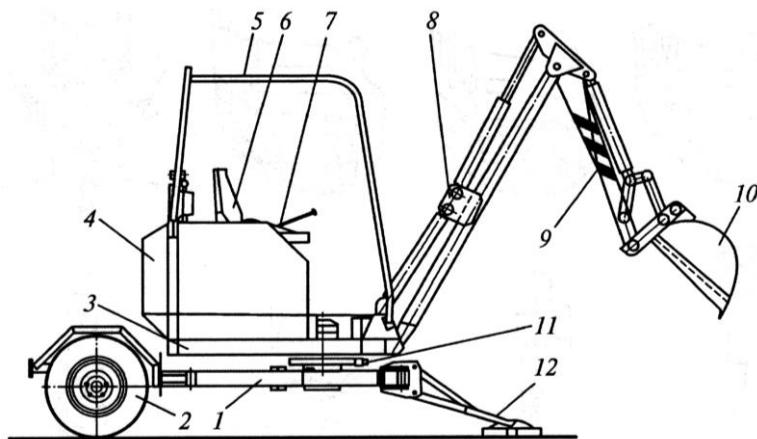


Рисунок 6.21 –Схема полноповоротного микро-экскаватора:

1 – ходовая тележка; 2 – колесо; 3 – поворотная платформа; 4 – двигатель внутреннего сгорания; 5 – защитный каркас; 6 – место оператора; 7 – блок гидрораспределителей; 8 – стрела; 9 – рукоять; 10 – ковш; 11 – механизм поворота; 12 – выносная опора

Важным достоинством микро-экскаваторов являются их расширенные технологические возможности благодаря большему числу навесных рабочих органов по сравнению с другими машинами таких же габаритов. Помимо основного ковша «обратной» лопаты, их оснащают специальными ковшами, а также рыхлительным и грейферным оборудованием, крюковой подвеской, гидромолотом и др. На рисунке 6.22 представлен один из вариантов комплекта сменных рабочих органов микро-экскаватора. В их числе основной ковш (емкостью 0,03 м³), адаптивный ковш с эластичными днищем и стенками, ковш с цепным днищем для разработки пластичных и увлажненных грунтов и материалов. Немаловажным фактором является легкость монтажа навесных рабочих органов. Ведущие производители дорожной техники оснащают экскаваторы устройствами для быстрой автоматической установки и замены сменного оборудования без вмешательства оператора.

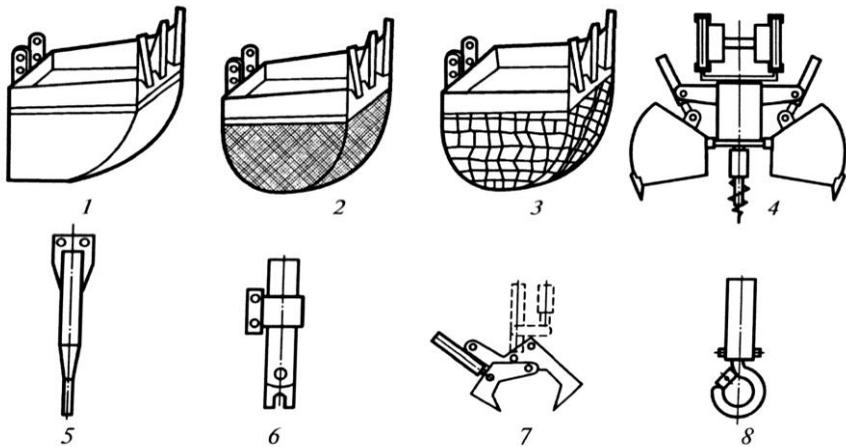


Рисунок 6.22 – Сменное рабочее оборудование микро-экскаватора:

1 – основной ковш обратной лопаты; 2 – ковш с эластичными днищем и боковыми стенками; 3 – ковш с цепным днищем; 4 – грейфер с рыхлителем; 5 – гидромолот; 6 – ножицы для резки арматуры; 7 – клещевой захват; 8 – крюковая подвеска

Мини-экскаваторы являются самоходными полно- и неполноповоротными машинами с гидроприводом рабочих органов. Верхняя часть диапазона вместимости ковша (от 0,05 до 0,25 м³) дает основания причислить их к первой размерной группе.

Их устанавливают на специальных и тракторных шасси с гусеничным и пневмоколесным ходовым оборудованием. Рабочее оборудование включает несколько ковшей различной вместимости и формы, бульдозерный отвал, погрузочное, рыхлительное и грейферное оборудование, гидромолот и гидробур.

Неполноповоротные мини-экскаваторы производят на базе малогабаритного шасси (колесного трактора или короткобазового погрузчика). Рабочее оборудование монтируют на поворотной колонке, установленной на раме базового шасси и обеспечивающей поворот ковша на угол $\pm 90^\circ$. Во многих моделях поворотную колонку можно смещать в поперечном направлении относительно продольной оси машины. Это расширяет возможности экскаватора при работе в труднодоступных местах.

Полноповоротные мини-экскаваторы с «обратной» лопатой (рисунок 6.23) оснащают рабочим оборудованием, которое включает стрелу 3, рукоять 6 и ковш 13 с гидроцилиндрами 4, 5 и 7 управления их положением. Они отличаются от полноразмерных машин не только габаритами и массой, но и наличием механизма углового смещения 2 рабочего оборудования относительно поворотной платформы.

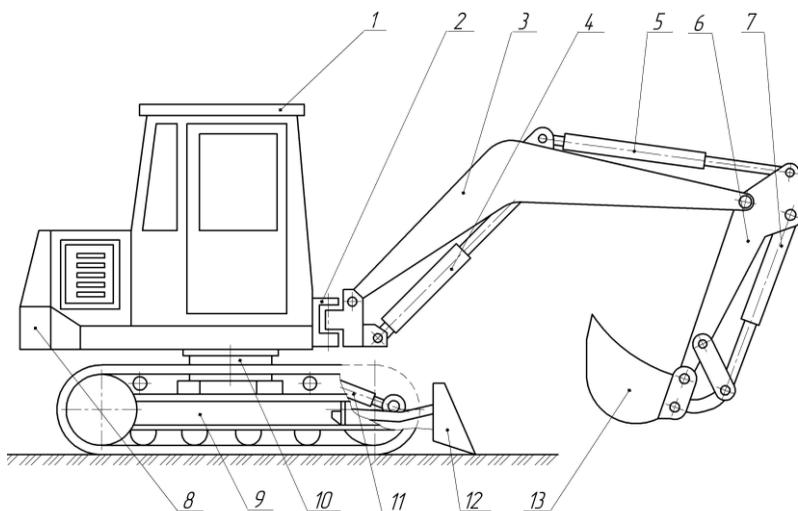


Рисунок 6.23 – Схема мини-экскаватора с механизмом смещения:

- 1 – кабина оператора; 2 – механизм углового смещения рабочего оборудования; 3 – стрела; 4 – гидроцилиндр управления стрелой; 5 – гидроцилиндр управления рукоятью; 6 – рукоять; 7 – гидроцилиндр управления ковшом; 8 – противовес; 9 – гусеничная ходовая система; 10 – опорно-поворотное устройство; 11 – гидроцилиндр управления отвалом; 12 – отвал; 13 – ковш

На рисунке 6.24 представлена схема работы механизма углового смещения стрелы мини-экскаватора относительно поворотной платформы. Благодаря наличию дополнительного механизма можно реализовать смещение рабочего оборудования на угол $\pm 45^\circ$, что расширяет технологические возможности машины при работе в стесненных условиях, в частности, в непосредственной близости от стен различных сооружений.

Малые габариты и все управляемые колеса, а также наличие механизма углового смещения позволяют эффективно использовать их в стесненных условиях и труднодоступных для других машин местах, а также при выполнении небольших объемов работ на рассредоточенных объектах благодаря возможности их оперативного перебазирования в кузовах грузовых автомобилей.

В ряде случаев мини-экскаваторы оснащают эксцентрическим поворотным кругом, который позволяет поворотной платформе занимать несколько различных положений относительно ходовой тележки. Например, австрийская компания «Neuson» выпускает экскаваторы серии Vario, поворотная платформа которых занимает пять положений относительно ходового оборудования. Такая конструкция позволяет успешно решать по меньшей мере две взаимоисключающие задачи: во-первых, обеспечить малый радиус поворота платформы, не выходя за габариты тележки, и, во-вторых, реализовать максимально возможную устойчивость за счет смещения задней части платформы за пределы гусениц.

Как и полноразмерные машины, мини-экскаваторы проектируют с учетом удобства работы оператора, при этом обеспечивают повышенную обзорность фронта работ, уделяя особое внимание компоновке кабины. Машины снабжают специальными устройствами против опрокидывания и навесом для защиты от падающих предметов. Сервоприводы управления обеспечивают наиболее удобный режим работы оператора.

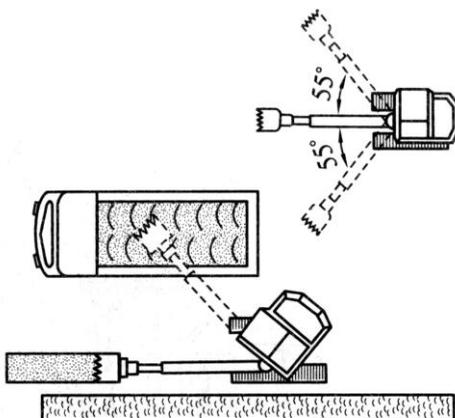


Рисунок 6.24 – Схема работы механизма смещения рабочего оборудования мини-экскаватора

6.2 Экскаваторы с канатно-блочной подвеской

Экскаваторы с гибкой подвеской рабочего оборудования представляют собой полноповоротные машины с одномоторным и многомоторным (дизель-электрическим) приводом. Одномоторный привод имеют экскаваторы 3–5-й размерных групп, многомоторный – 6-й размерной группы.

Основными видами сменного рабочего оборудования являются «прямая» и «обратная» лопаты, драглайн, грейфер и кран (рисунок 6.25). Кроме того, экскаваторы оснащают оборудованием для погружения свай, планировки и зачистки площадок, засыпки траншей, корчевания пней, рыхления мерзлых и скальных грунтов, разрушения дорожных покрытий и др.

Экскаватор с «прямой» лопатой (рисунок 6.25, а) разрабатывает грунт выше уровня стоянки движением ковша снизу вверх. В состав комплекта оборудования входят стрела 6, рукоять 4 с седловым подшипником, ковш 3 с открывающимся днищем, механизм напора 5, а также полиспасты стрелоподъемного механизма 1 и подъема ковша 2. Процесс наполнения ковша 2 осуществляется срезанием грунта при подъеме ковша полиспастом 2 и одновременном выдвигании рукояти 4 напорным механизмом 5 в сторону забоя.

Экскаватор с «обратной» лопатой (рисунок 6.25, б) разрабатывает грунт ниже уровня стоянки. Его рабочее оборудование включает стрелу 6, рукоять 4 и ковш 8, а также переднюю стойку 7 и тяговый 9, подъемный 2 и стреловый 1 полиспасты. Процесс наполнения ковша 8 происходит срезанием грунта под действием силы тяжести ковша при его подтягивании к машине тяговым полиспастом 9 и одновременном ослаблении натяжения подъемного полиспаста 2.

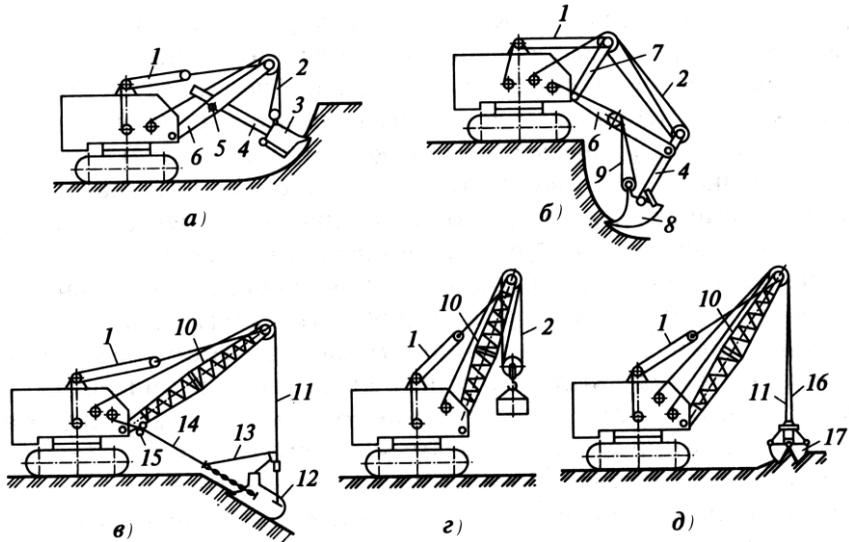


Рисунок 6.25 – Основные виды сменного рабочего оборудования экскаваторов с механическим приводом:

а – «прямая» лопата; *б* – «обратная» лопата; *в* – драглайн; *г* – крановое оборудование; *д* – грейфер;
 1 – полиспаст подъема стрелы; 2 – полиспаст подъема ковша или другого рабочего органа;
 3 – ковш «прямой» лопаты; 4 – рукоять; 5 – напорный механизм; 6 – стрела; 7 – передняя стойка;
 8 – ковш «обратной» лопаты; 9 – тяговый полиспаст; 10 – удлиненная стрела; 11 – подъемный канат; 12 – ковш драглайна; 13 – разгрузочный канат; 14 – тяговый канат; 15 – система направляющих блоков; 16 – замыкающий канат грейфера; 17 – ковш грейфера

Экскаватор с драглайном (рисунок 6.25, в) разрабатывает грунт ниже уровня стоянки. Его рабочее оборудование состоит из удлиненной решетчатой стрелы 10, специального ковша совкового типа 12 с подъемными и тяговыми цепями, стрелоподъемного полиспаста 1, а также подъемного 11, тягового 14, разгрузочного 13 канатов и системы направляющих блоков 15 тягового каната. Наполнение ковша 12, который вдавливается в грунт собственной силой тяжести, происходит при его подтягивании к машине тяговым канатом 14.

Для установки кранового оборудования (рисунок 6.25, г) используют упомянутую решетчатую стрелу 10, а также стрелоподъемный 1 и грузовой 2 полиспасты, крюковую подвеску и сменные органы для захвата различных грузов.

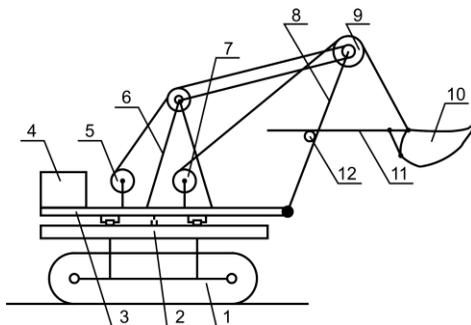
Для установки грейферного оборудования (рисунок 6.25, д) также используют удлиненную стрелу 10, а также двухчелюстной грейферный ковш 17, подъемный 11 и замыкающий 16 канаты. Процесс наполнения ковша происходит при вдавливании ковша в грунт и последующем смыкании челюстей при натяжении замыкающего 16 и ослаблении подъемного 11 канатов.

В основном в строительстве эксплуатируют канатные экскаваторы с оборудованием драглайн, «прямая» лопата и грейфер.

Рабочее оборудование одноковшового экскаватора с ковшем «прямой» лопаты (рисунок 6.26) включает стрелу 8, рукоять 11 и ковш 10. Стрела своей пятой (в нижней части) соединена цилиндрическим шарниром с поворотной платформой 3, а головной верхней частью подвешена канатом стрелоподъемного механизма 5 к двуногой стойке 6.

Рисунок 6.26 – Схема управления рабочим оборудованием экскаватора с гибкой подвеской:

- 1 – ходовое устройство; 2 – нижняя рама;
 3 – поворотная платформа;
 4 – силовая установка; 5 – лебедка стрелоподъемного механизма;
 6 – двуногая стойка; 7 – лебедка механизма подъема ковша;
 8 – стрела; 9 – головной блок;
 10 – ковш; 11 – рукоять; 12 – узел напорного механизма (его привод не показан)



Канат (его называют стреловым), проходя через блоки на двуногой стойке, запасован на барабане лебедки стрелоподъемного механизма. Двуногая стойка служит для увеличения угла между стреловым канатом и стрелой, что уменьшает усилия подъема рабочего оборудования. С помощью лебедки механизма 5 изменяют угол наклона стрелы (к плоскости опорной поверхности) в интервале 45–60°. Ковш закреплен на рукояти и подвешен подъемным канатом на стреле через головной блок 9 и барабан лебедки подъемного механизма 7 (т. е. через полиспаст подъемного механизма). Он поднимается подъемной лебедкой, а опускается за счет собственной силы тяжести при расторможенной подъемной лебедке.

При работе «прямой» лопаты возникает необходимость совмещения подъема ковша с поступательным движением рукояти. Эту работу выполняет напорный механизм.

Напорные механизмы экскаваторов разделяют:

- по приводу рукояти – на канатные и зубчато-реечные (кремальберные);
- по принципу действия – на зависимые, независимые и комбинированные (рисунок 6.27).

Канатный напорный механизм чаще всего применяют при однобалочной (внутренней) рукояти. При двухбалочной рукояти устанавливают зубчато-реечный напорный механизм.

При зависимом напорном механизме поступательное движение рукояти связано с натяжением каната подъема ковша. При таком механизме можно только уменьшать напорное усилие. При независимом напорном механизме поступательное движение рукояти не зависит от подъема ковша. При совмеще-

нии зависимости и независимости напорных механизмов (комбинированном напорном механизме) напорное усилие зависит от силы натяжения каната.

Наиболее распространен комбинированный механизм напора (см. рисунок 6.27, *в* и *г*). При меньшей нагрузке двигателя он обеспечивает плавную работу и почти автоматическое выдвигание ковша, что создает условия для его лучшего наполнения.

Рабочие движения одноковшового экскаватора обеспечиваются механизмами подъема ковша, напора, поворота и открывания днища ковша.

Как уже отмечалось, строительные одноковшовые экскаваторы с гибкой подвеской имеют однодвигательный привод (исключая одноковшовые экскаваторы с предельными типоразмерами). Каждый исполнительный механизм имеет самостоятельную связь с двигателем и поэтому должен независимо к нему подключаться. Передача движения осуществляется зубчатыми и цепными передачами, а включение отдельных механизмов – с помощью фрикционных (ленточных, конусных или пневматических) и кулачковых муфт (только для медленно вращающихся валов).

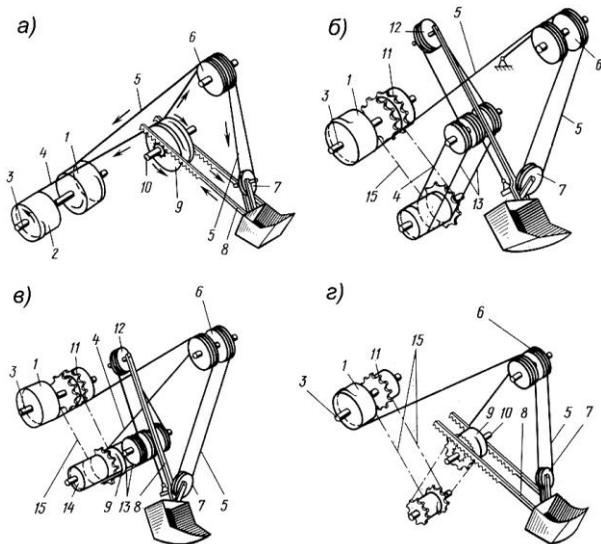


Рисунок 6.27 – Схемы напорных механизмов:

а – зависимый реечно-зубчатый; *б* – независимый канатный;

в – комбинированный канатный; *г* – комбинированный зубчато-реечный;

1 – подъемный барабан; 2 – возвратный барабан; 3 – вал главной лебедки; 4 – возвратный канат; 5 – подъемный канат; 6 – головные блоки; 7 – блок ковша; 8 – рукоять ковша;

9 – дополнительный барабан; 10 – напорный вал; 11 – звездочка напорного механизма; 12 – уравнивательный блок; 13 – напорный канат; 14 – напорный барабан; 15 – напорная цепь

При однодвигательном приводе кинематические схемы в основном зависят от конструкции лебедок и типа напорного механизма. Так, барабаны

главной лебедки (подъемного механизма) размещают на одном или двух валах. В первом случае размещение двух барабанов лебедки на одном валу позволяет сместить механизмы назад, что уменьшает противовес, но усложняет монтаж, а также увеличивает размеры и массу вала.

Механизмы экскаватора. Главный механизм – это *механизм подъема ковша*. Он должен обеспечивать подъем и удержание ковша в фиксированном положении, а также его гравитационное опускание.

Один из вариантов кинематической схемы механического привода главной лебедки подъема ковша имеет следующий вид (рисунок 6.28). Двигатель 1 через зубчатый (или цепной) редуктор 2 и зубчатую передачу 3 связан с барабаном 6, который свободно размещен на валу. Он приводится во вращение фрикционной муфтой 4. На барабане установлен тормоз (колодочный) 5. На этом же валу свободно установлен возвратный барабан 7, на который наматывается канат, идущий от барабана механизма напора (как правило, на этом же валу крепят коническую муфту привода механизма открывания днища ковша).

Рисунок 6.28 – Кинематическая схема привода главной лебедки подъема ковша:

- 1 – двигатель; 2 – редуктор; 3 – зубчатая передача; 4 – фрикционная муфта;
- 5 – колодочный тормоз; 6 – барабан;
- 7 – возвратный барабан;
- 8 – главный трансмиссионный вал

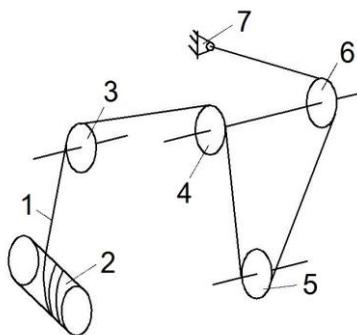
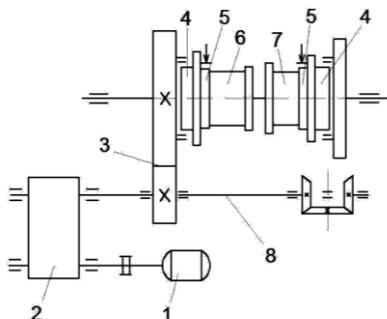


Рисунок 6.29 – Схема запасовки механизма подъема ковша для «прямой» лопаты:

- 1 – канат; 2 – барабан главной лебедки;
- 3–6 – блоки; 7 – ковш

В свою очередь, при независимом напоре канат 1 (рисунок 6.29), который закрепляется на барабане главной лебедки 2, проходит на блок 3 двуногой стойки, огибает блок 4 головки стрелы, затем блок 5 ковша и через блок 6 направляется к месту крепления на стреле с помощью коуша 7.

Далее по значимости следует *механизм напора*, который должен обеспечивать перемещение рукояти относительно стрелы в прямом и обратном направлениях, а также ее удержание в фиксированном положении как при копании, так и во время транспортных операций.

Этот механизм, как отмечалось, имеет два основных варианта привода рукояти в зависимости от ее конструкции:

1) *канатный* (в виде реверсивной лебедки для однобалочной рукояти). Он имеет меньший, чем другие, срок службы, но дает наименьшие динамические нагрузки;

2) *зубчато-реечный* (в виде реверсивной зубчато-реечной передачи для двухбалочной рукояти). Он имеет наибольшую жесткость. Этот механизм называют еще кремальерным (кремальера – это зубчатая рейка, ее приваривают или крепят болтами к рукояти).

При независимом механизме напора необходимые усилия и скорости не зависят от силы натяжения и скорости подъема ковша. Он может иметь цепную или канатную передачу движения напорному барабану (канатная предпочтительнее, так как амортизирует динамические нагрузки). Высокие значения напорного усилия можно реализовать при любом рабочем усилии подъема ковша. Но при этом скорость напора имеет постоянные ограниченные значения, поэтому напорный механизм включают, как правило, на короткие периоды времени.

Напорное усилие регулируют включением фрикционной муфты барабана или его притормаживанием.

Далее по значимости идет *механизм поворота*. Как отмечалось, все полноповоротные одноковшовые экскаваторы имеют одинаковую базовую часть, поворотная платформа которой поворачивается с помощью опорно-поворотного устройства (см. рисунок 6.3). Механизм поворота обеспечивает прямое и обратное вращения поворотной платформы, а поскольку поворот составляет весьма большую часть цикла (~2/3), используют режимы ускоренного разгона и торможения.

Механизм перемещения включают довольно редко – только при передвижении на новую позицию или перебазировании на новую строительную площадку. При этом обычно ограничиваются малыми скоростями перемещения. Его основные схемы рассмотрены ранее.

Стрелоподъемный механизм включают еще реже, чем механизм передвижения. Его выполняют в виде реверсивной лебедки с червячным или другим приводом, в состав которого входит специальная обгонная муфта, предохраняющая от резкого падения стрелы. Канат подъема стрелы (рисунок 6.30) запасовывается одинаково для всех одноковшовых экскаваторов: один конец крепится на барабане, затем через систему блоков на стойке и головке стрелы канат крепится другим концом к стойке. Подвеска стрелы машин с ковшом $q \leq 2 \text{ м}^3$ состоит из четырех канатных ветвей. В более крупных экскаваторах число ветвей составляет восемь и более.

Механизм открывания днища – канатного типа. Его закрывают резким торможением подъемной лебедки.

Рабочее оборудование. Как отмечалось, конструкция ковша зависит от вида выполняемых работ и типа рабочего оборудования. Ковш «прямой» лопаты имеет открывающееся днище, через которое выгружается грунт. В «обратных» лопатах и драглайнах грунт выгружается через открытую переднюю часть ковша.

Ковши «прямой» лопаты разделяют на тяжелые, средние и легкие. Тяжелые ковши, как правило, выполняют цельнолитыми. Легкие ковши имеют сварную конструкцию. Средние ковши имеют комбинированную конструкцию с литым козырьком и сварным корпусом.

Для уменьшения износа переднюю стенку ковша делают из износостойчивой стали. В передней части она имеет козырек, оснащенный зубьями или сплошной режущей кромкой.

Ковш с рукоятью соединяют, как правило, с помощью шарнирных соединений, допускающих замену ковша и изменение угла его крепления к рукояти.

Днище ковша открывается под действием сил тяжести ковша и грунта, после того как запорный механизм (включающий засов днища и отверстие для него в приливе передней стенки, а также рычажный механизм и цепь или канат) освобождает засов из отверстия.

Ковши «обратной» лопаты состоят из сварного корпуса и литого (сварного) козырька с зубьями. Они имеют также и боковые зубья для предотвращения заклинивания при отрывке траншей. Ковши имеют закругленное неподвижное днище. Они крепятся пальцами и тягами на рукояти с отверстиями для изменения угла установки ковша.

Разгрузка производится при повороте ковша и выносе рукояти.

Ковши драглайна имеют форму совка, открытого спереди и сверху. Их конструкции бывают двух типов: арочные (универсальные) и безарочные (для мягких и средних грунтов), где вместо арки применяются трубные распорки.

Ковш состоит из сварного корпуса, козырька с проушинами и арки. Арка придает ковшу жесткость и служит для крепления разгрузочного каната.

В комплект ковша входит упряжь, состоящая из цепей (подъемных и тяговых) и деталей, соединяющих ковш с тяговым и подъемным канатами.

Стрела представляет собой наклонную балку или ферму, нижним концом (пятой) шарнирно соединенную с поворотной платформой, а верхним – подвешенную к двуголой стойке или надстройке. В безнапорных лопатах

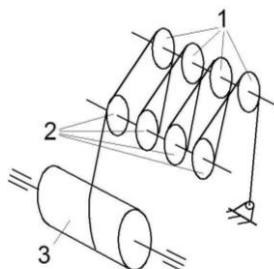


Рисунок 6.30 – Схема запорного механизма подъема стрелы:
1 – головка стрелы;
2 – стойка; 3 – барабан подъема стрелы

(«прямой» и «обратной») дополнительным звеном крепления стрелы является передняя стойка.

Различают сплошные и сквозные стрелы. В плане большинство из них имеет уширенную пятую (для лопат). По числу балок различают одно- и двухбалочные стрелы. Стрелы лопат имеют корпуса коробчатого или трубчатого сечения. Трубчатые стрелы при одинаковой несущей способности имеют меньшую массу по сравнению с коробчатыми.

У драглайнов стрелы в 2,0–2,5 раза больше стрел «прямой» лопаты. Стрелы драглайна представляют собой пространственные решетчатые конструкции прямоугольного, трапецеидального и треугольного сечения. Их выполняют обычно решетчатыми (сварными четырехгранными с поясами уголкового профиля, соединенными решетками из полосовой или профильной стали). Чаще всего их выполняют секционными, упрощая возможность транспортировки и изменения длины. Для драглайнов с большой вместимостью ковша применяют решетчатые трехгранные, рыбообразные и мачтово-вантовые конструкции. У последних растянутыми (вантовыми) элементами служат канаты.

При производстве специальных работ стрелы оснащаются дополнительными устройствами или приспособлениями. Так, например, для драглайна обойму блока стрелы выполняют поворотной; для грейфера в нижней части стрелы имеется устройство, удерживающее ковш от раскачивания; для копра или грейфера на головке стрелы устанавливают два блока и снабжают их защитным приспособлением для предотвращения схода канатов.

Рукоять связывает ковш со стрелой и напорным (в «прямых» лопатах) или подъемным (в «обратных» лопатах) механизмами, придавая ковшу направленное движение.

Рукояти бывают однобалочными (при двухбалочной стреле) и двухбалочными (при однобалочной стреле). Оба вида представляют собой сварные конструкции, выполненные из листового или профильного проката. Поперечное сечение может быть прямоугольным или круглым. Их передний конец шарнирно или жестко соединен с ковшом.

Однобалочные рукояти проще по конструкции, но имеют ограниченную жесткость, поэтому их используют в экскаваторах с вместимостью ковша менее 1 м³. Двухбалочные рукояти имеют более сложную конструкцию, но и увеличенную жесткость, что обуславливает их применение в экскаваторах с вместимостью ковша более 1 м³.

6.3 Вакуумные экскаваторы

К экскаваторам (в некоторой степени условно) можно причислить так называемые *вакуумные экскаваторы*. Их отличие от традиционных конструкций состоит в отсутствии ковшового или любого другого рабочего органа, который копает или режет грунт.

Вакуумный экскаватор – это агрегат, оснащенный центробежным вакуумным насосом, который через трубопровод закачивает сухой или жидкий материал в цистерну или бункер. Агрегат размещают на специальной раме или раме шасси автомобильного типа и оснащают двигателем внутреннего сгорания, вакуумным насосом, трубопроводом с системой управления, бункером для разработанного материала, а также дополнительным оборудованием.

Их классифицируют по следующим признакам:

- по назначению – для земляных, коммунальных и др. работ;
- по типу шасси – самоходные, прицепные, полуприцепные и переносные;
- по типу рабочей среды – воздушные и водяные;
- по виду разгрузки – со свободной (самотеком), контейнерной и принудительной (под давлением воздуха от вакуумного насоса);
- по виду воздействия на материал – с пассивным и активным (вибрирующим) наконечником трубопровода.

С их помощью проводят работы по рытью ям, коммунальные очистные работы, а также подготовительные земляные работы при асфальтировании дорог, прокладке городских коммуникаций и определении их местонахождения.

На рисунке 6.31 приведена принципиальная схема процесса разработки грунта с помощью вакуумного экскаватора немецкой компании RSP.

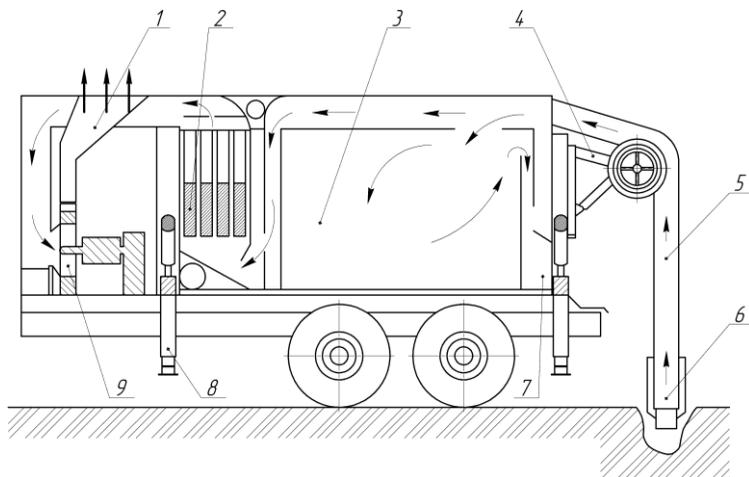


Рисунок 6.31 – Вакуумный экскаватор:

- 1 – воздушный канал; 2 – фильтр тонкой очистки; 3 – контейнер;
- 4 – стрела управления шлангами; 5 – шланг; 6 – всасывающая головка;
- 7 – разделительная камера; 8 – опора; 9 – вентилятор (вакуумный насос)

На автомобильном шасси размещают бункер, состоящий из двух камер (одна из них – это съемный контейнер 3), центробежный вакуумный насос 9, а также рабочее оборудование в виде трубопровода 5, оснащенного всасывающей головкой 6 и стрелой управления 4, которая обеспечивает радиус захвата грунта до 5 м. Бункер оснащен фильтром тонкой очистки 2, улавливающим тонкие фракции грунта.

Вентилятор обеспечивает во всасывающей головке трубопровода разрежение до 17 кПа, что позволяет засасывать в бункер куски грунта диаметром до 250 мм. При этом максимальная глубина всасывания составляет 11 м при мощности силовой установки 230 кВт.

На рисунке 6.32 показан экскаватор американской компании «Ditch Witch».



Рисунок 6.32 – Вакуумный экскаватор модели FX30 в прицепном варианте

Вакуумная экскавация максимально сокращает ущерб окружающей среде и минимизирует загрязнение рабочего пространства. Кроме того, она ускоряет работы по обнаружению инженерных коммуникаций. Вакуумные экскаваторы эффективно заменяют традиционную земляную технику (экскаваторы, лопаты, отбойные молотки и др.) и непроизводительный высокозатратный ручной труд в условиях городской инфраструктуры с высокой плотностью размещения подземных коммуникаций.

Спектр областей их применения постоянно расширяется. В их числе такие работы, как быстрое устранение поврежденных инженерных коммуникаций; прокладка и очистка новых городских коммуникационных линий; санация трубопроводов; очистка улиц и зданий, больших площадей (в том числе под ленточными транспортерами) и бассейнов-отстойников; уборка бытовых и промышленных отходов; ландшафтные и другие земляные работы. В числе наиболее эффективных работ очистка железнодорожного полотна, в частности, замена щебеночного балласта там, где невозможно при-

менить путевые машины и заменить дорогостоящий и малоэффективный ручной труд.

Например, вакуумные экскаваторы (рисунок 6.33) компании «MTS», разработанные по запатентованной технологии «Cyclon airstream», являются автономными мобильными агрегатами. Их типоразмерный ряд включает машины, имеющие массу в диапазоне от 3,5 до 40 тонн с бункером для грунта вместимостью от 1 до 12 м³. Помимо упомянутых работ их используют для работ по всасыванию грунта с больших глубин (до 20 м) и расстояний (до 100 м), для чего на машинах устанавливают высокопроизводительные воздушные турбины (от одной до четырех).



Рисунок 6.33 – Вакуумный самоходный экскаватор модели Dino 3

В таблице 6.3 представлены характеристики некоторых вакуумных экскаваторов ряда ведущих производителей этой техники. Машины фирмы «Vermeer» представляют собой прицепные или переносные агрегаты. Агрегаты компаний «MTS» и «Ditch Witch» являются самоходными машинами, установленными на автомобильном шасси (двух-, трех- и четырехосном). Как видно их таблицы, все экскаваторы, за исключением машин моделей Dino, оснащены дополнительными баками различной вместимости для воды и, соответственно, водяными помпами высокого давления и размывочными пистолетами, которые позволяют эффективно разрушать и размыывать почву, очищая коммуникации и конструкции перед засасыванием образовавшейся пульпы.

Таблица 6.3 – Технические характеристики вакуумных экскаваторов

Модель	Производитель	Мощность, кВт	$P_{\text{вент}}, \text{ м}^3/\text{мин}$	Бункер для грунта, л	Бак для воды, л
V1200	Vermeer	26,5	16300	4543	871
V800	Vermeer	26,5	16300	3028	871
V500	Vermeer	36,5	16300	1893	946
V250	Vermeer	18,6	16300	946	379
V100	Vermeer	36,0	16300	378	189
Dino 4	MTS	220,0	36000	10000	–
Dino 3	MTS	220,0	36000	8000	–
Dino 2	MTS	160,0	32000	4500	–
FX60 4530	Ditch Witch	45,0	25,5	4530	1890
FX30 4530	Ditch Witch	21,0	14,2	4530	1900
FX30 3000	Ditch Witch	21,0	14,1	3000	755
FX30 1900	Ditch Witch	21,0	14,1	1900	302
<i>Примечание</i> – $P_{\text{вент}}$ – производительность вентилятора.					

6.4 Рекуперативные системы привода рабочего оборудования

Рекуперация (от англ. *to recuperate* – восстановить, возобновить) энергии движущихся частей привода и рабочего оборудования машин является эффективным средством ресурсосбережения.

Потери энергии в рабочем цикле одноковшового гидравлического экскаватора достигают 50 %. В частности, по данным ряда исследователей при эксплуатации экскаватора с «обратной» лопатой полезное использование энергии при подъеме стрелы составляет всего 15 %, при повороте рукоятки – 17 %, при повороте ковша – 16 %.

Для повышения его энергоэффективности применяют разнообразные методы и средства. Наиболее эффективным средством энергосбережения экскаваторов с гидроприводом рабочего оборудования являются рекуперативные системы с аккумулятором необходимой энергоемкости. Их целесообразно разделить на четыре группы:

- 1) *механические*:
 - с противовесами;
 - с пружинными или торсионными аккумуляторами;
- 2) *тепловые*:
 - с тепловыми аккумуляторами;
- 3) *гидравлические*:
 - с гидроаккумуляторами;
 - с дополнительными гидронасосом и гидромоторами;
- 4) *комбинированные*:
 - с электрогидроагрегатами.

Самыми простыми являются *механические аккумуляторы*, снижающие затраты при работе рабочего оборудования. На рисунке 6.34 представлена принципиальная схема экскаватора (ЭО-4540), снабженного противовесом. Рабочее оборудование в виде телескопической стрелы 8 с ковшом 3 «обратной» лопаты уравновешено противовесом, которым служит его привод 6, подвешенный к раме 4 экскаватора с помощью подвески 5. В этом варианте противовес практически полностью уравновешивает рабочее оборудование, что значительно снижает затраты энергии на выполнение рабочего процесса.

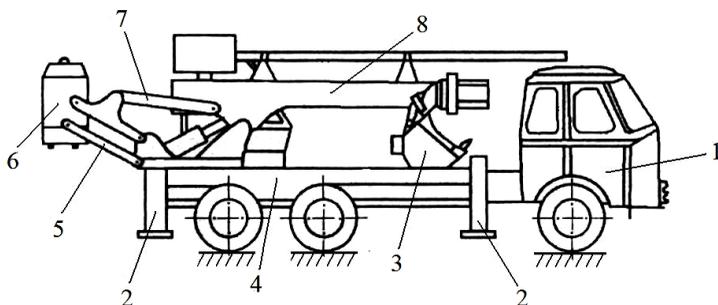


Рисунок 6.34 – Схема одноковшового экскаватора с противовесом:
1 – базовое шасси; 2 – выносные опоры; 3 – ковш; 4 – рама; 5 – подвеска противовеса;
6 – привод – противовес; 7 – тяга; 8 – стрела

Примером пружинного аккумулятора энергии может служить конструкция, представленная на рисунке 6.35. Тарельчатые пружины 2 уравновешивают рабочее оборудование экскаватора, снижая энергозатраты на копание ковшом 3 «обратной» лопаты.

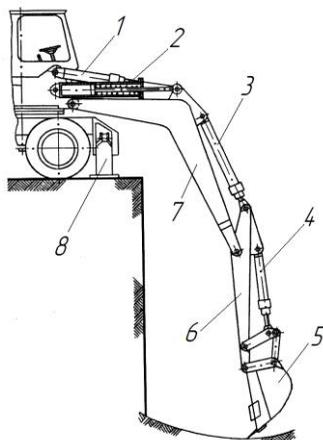


Рисунок 6.35 – Схема рекуперативной системы экскаватора с пружинным аккумулятором:
1 – гидроцилиндр управления стрелой;
2 – тарельчатая пружина; 3 – гидроцилиндр управления рукоятью; 4 – гидроцилиндр управления ковшом; 5 – ковш обратной лопаты;
6 – рукоять; 7 – стрела; 8 – опора

Более эффективными, но и более сложными по конструкции являются *гидравлические рекуперативные системы*. Имеется два варианта реализации рекуперативных гидросистем:

- установка на валу ДВС гидронасоса для подкрутки маховика через дополнительный гидромотор и накопления энергии попутных нагрузок в двух дополнительных насосах-моторах, которая затем используется в нагруженных циклах работы экскаватора;
- накапливание энергии в гидроаккумуляторе при опускании стрелы экскаватора с последующим использованием запасенной энергии для ускорения подъема рабочего оборудования.

В качестве примера использования гидроаккумулятора в сочетании с дополнительным гидроцилиндром можно привести схему, представленную на рисунке 6.36. Стрела *1* снабжена рабочим гидроцилиндром *4* и вспомогательным плунжерным гидроцилиндром *5* одностороннего действия. При подъеме рабочего оборудования рабочую жидкость подают в поршневую полость основного гидроцилиндра *4* и в поршневую полость вспомогательного гидроцилиндра *5* (по гидролинии *6* через обратный клапан *7* в гидроаккумулятор *9* и по достижении в клапане *8* заданного давления жидкости). Таким образом, подъем рабочего оборудования производят совместными усилиями двух гидроцилиндров. При этом избыток рабочей жидкости поступает в штоковую полость гидроцилиндра *4*, масло через обратный клапан *10* из гидроцилиндра *5* попадает в аккумулятор *9*. Обратный клапан *7* отсоединяет заряженный аккумулятор от поршневой полости гидроцилиндра *4*, который в это время соединен со сливом.

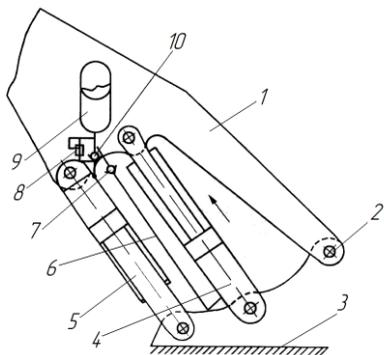


Рисунок 6.36 – Схема рекуперативной гидросистемы одноковшового экскаватора:

1 – стрела; *2* – пята стрелы; *3* – поворотная платформа; *4* – основной гидроцилиндр управления стрелой; *5* – вспомогательный гидроцилиндр; *6* – гидролиния; *7* – обратный клапан; *8* – клапан; *9* – гидроаккумулятор; *10* – обратный клапан

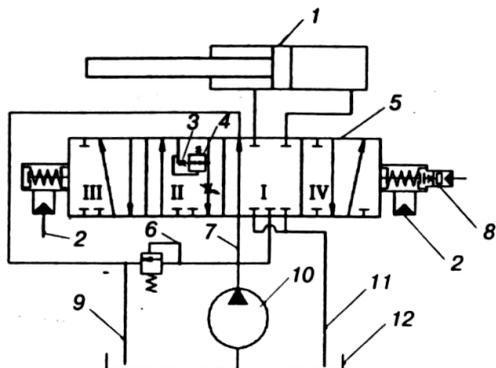
Из всех разработок рекуперативных систем доведен до серийной продукции (или опытных образцов) метод безнасосного опускания стрелоподъемного механизма. В частности, компании «Nobas-Nordhausen», «Case-Polkain», ОАО «Ковровец» и др. используют этот рекуперативный метод опускания стрелы в одноковшовых экскаваторах. Имеются два варианта его реализации:

1) соединение поршневой полости гидроцилиндра стрелы со сливной гидролинией через регулируемый дроссель и подпитка штоковой полости цилиндра из сливной гидролинии. Этот вариант использован в приводах экскаваторов ЭО-3323А и ЭО-4125. Безнасосный режим опускания стрелы обеспечен применением дополнительного гидрораспределителя, управление которым осуществляют от отдельной линии управления;

2) объединение поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра стрелы через П-образный канал и соединение со сливной гидролинией через регулируемый дроссель. На рисунке 6.37 представлена рекуперативная система гидропривода экскаватора Э-4225А. В режиме безнасосного опускания стрелы экскаватора поршневая полость цилиндра 1 соединена с его штоковой полостью через П-образный канал и со сливной гидролинией 11 через дроссель 3. В канал встроены обратный клапан 4 с дросселем 3 со стороны штоковой полости гидроцилиндра 1. Золотник 5 удерживается в таком положении гидроупором 8, а поток рабочей жидкости освобождается для выполнения совмещаемых с опусканием стрелы операций. Клапан 4 и регулируемый дроссель 3 в сливном канале обеспечивают быстрое опускание стрелы.

Рисунок 6.37 – Схема рекуперативной системы экскаватора с П-образным каналом в гидроцилиндре:

- 1 – гидроцилиндр; 2 – линии сервоуправления; 3 – дроссель;
- 4 – нормально открытый обратный клапан; 5 – четырехпозиционный распределитель;
- 6 – предохранительный клапан; 7 – гидролиния проточного канала;
- 8 – гидроупор;
- 9, 11 – сливные гидролинии;
- 10 – гидронасос; 12 – гидробак



При переводе золотника в нейтральное положение клапан и дроссель обеспечивают фиксированное положение рабочего оборудования экскаватора. Гидроупор 8 останавливает золотник в позиции II, что позволяет зафиксировать безнасосный режим и перейти к насосному режиму. Клапан 4, встроенный в П-образный канал, остается открытым при малых потоках рабочей жидкости в режиме свободного перемещения стрелы, когда положение стрелы задано положением рукоятки.

Для более эффективного сокращения рабочего цикла и экономии энергии при опускании рабочих органов компания «Caterpillar» установила на экскаваторе модели 325CL две рекуперативные системы – и для стрелы, и для рукоятки. В ряде гидравлических систем, помимо рекуперации энергии

попутных нагрузок, делаются попытки использовать теряемую (переходящую в тепло) энергию переходных процессов [17]. В качестве примера одного из вариантов рекуперативной системы на рисунке 6.38 представлена гидросхема блока рекуперации энергии попутных нагрузок, а также рекуперации потерь переходных процессов. Ее основой являются два пневмогидравлических аккумулятора: 1 – для накопления энергии гравитационных сил с изменяемой настройкой входного давления; 2 – для накопления энергии инерционных сил и возвращенной энергии переходных процессов с постоянным значением входного давления. Они соединены между собой перепускным обратным клапаном 3, который срабатывает при достижении в аккумуляторе 2 максимального давления рабочей жидкости, а также соединены со сливной гидролинией *C* через обратный клапан 4. Сливная линия *C* соединена с гидробаком одноходовым двухпозиционным гидрораспределителем 5 с дистанционным электромагнитным управлением через электромагнит Э1. С помощью обратного клапана 6 сливная линия *C* соединена со всасывающей линией *B* гидронасоса 7, в которой установлен обратный всасывающий клапан 8.

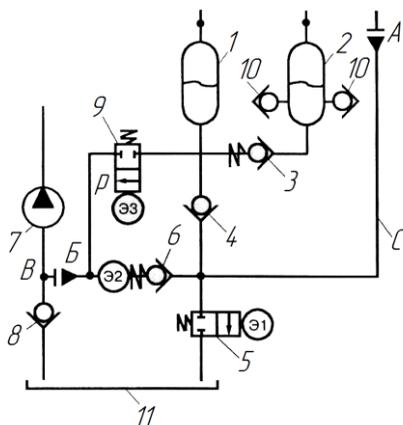


Рисунок 6.38 – Гидросхема блока рекуперации гравитационных и инерционных сил:

1, 2 – пневмогидроаккумуляторы;
3 – обратный перепускной клапан;
4, 10 – обратные клапаны; 5 – гидрораспределитель; 6 – обратный клапан;
7 – гидронасос; 8 – обратный всасывающий клапан; 9 – золотник рекуперации;
11 – бак; Э1, Э2, Э3 – электромагниты; *B* – всасывающая гидролиния;
C – сливная гидролиния; *P* – гидролиния рекуперации

Энергия рабочей жидкости, накопленная в аккумуляторах 1 и 2, через золотник 9 при срабатывании электромагнита Э3 поступает в гидролинию рекуперации *P*, которая связана со всасывающей линией *B* насоса 7.

Рассмотренный блок можно подсоединить к гидроприводу машины в точке *A* (окончание сливной линии) и в точке *B* (всасывающей линии).

Следует отметить, что к настоящему времени эти конструкции не вышли за рамки экспериментальных разработок, поэтому пока не налажено серийное производство оборудования с гидроприводом, обеспечивающим рекуперацию энергии гравитационных и инерционных сил, а также переходных процессов. В комбинированных электрогидравлических системах исполь-

зуют гибридные силовые установки, которые обеспечивают накопление энергии попутных нагрузок при помощи мощных аккумуляторных батарей. Поэтому создание гидропривода с эффективной системой рекуперации энергии является одним из главных резервов рационального использования энергоресурсов экскаваторов.

6.5 Автоматизация работы экскаваторов

Автоматизация позволяет существенно повысить качество работы экскаваторов за счет повышения точности операций рабочего процесса. Для этих целей используют разнообразные автоматические устройства. В их числе системы на основе микропроцессоров и лазерных устройств.

На рисунке 6.39 представлен один из наиболее простых вариантов автоматизированного контроля работы экскаваторов с помощью лазерной системы, которая включает лазерный излучатель 2, расположенный на дне траншеи, и приемник лазерного излучения 3, закрепленный на ковше экскаватора 1. Начальные параметры (глубина и длина) задаются путем установки фотоприемника на требуемые глубину H и длину L . Отклонение положения ковша (и фотоприемника) от заданного вызывает появление сигнала, который поступает в блок управления, установленный в кабине машиниста. На дисплее блока отражается информация о величине и направлении отклонения ковша от заданных отметок. Машинист в ручном режиме устанавливает ковш в требуемое положение.

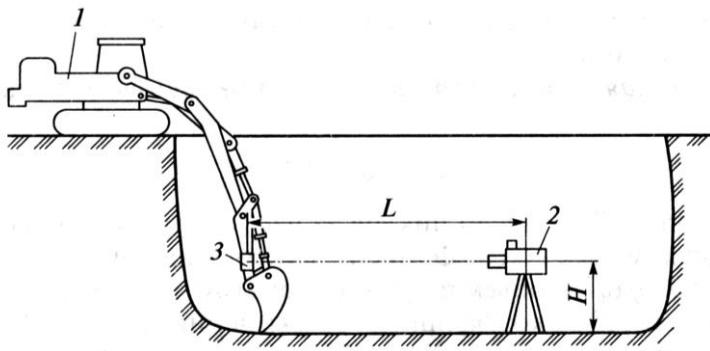


Рисунок 6.39 – Лазерная система автоматизации контроля работы экскаватора:

1 – экскаватор; 2 – лазерный излучатель; 3 – фотоприемник лазерного излучения

Еще один пример простого и эффективного использования лазерной системы для контроля и управления работой экскаватора представлен на рисунке 6.40.

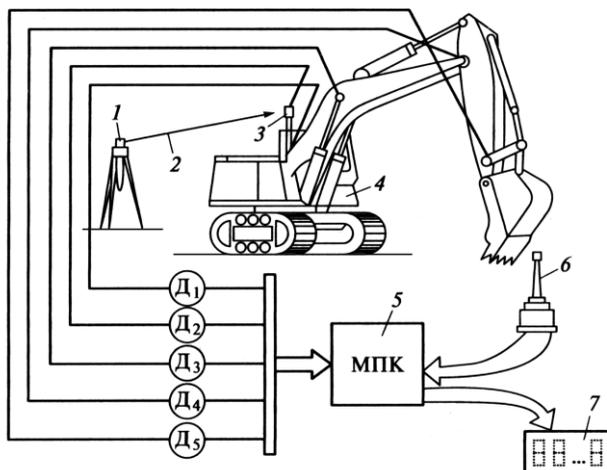


Рисунок 6.40 – Автономно-копирная система управления работой экскаватора:
 1 – лазерный излучатель; 2 – лазерный луч; 3 – фотоприемное устройство; 4 – экскаватор;
 5 – микропроцессор; 6 – рукоятка управления; 7 – дисплей

Система включает лазерный излучатель 1, фотоприемное устройство 3 с механизмом его перемещения, информационно-измерительное устройство с датчиками D_1 – D_5 , установленными в шарнирах крепления рабочего оборудования, а также микропроцессор 5, обеспечивающий управление рабочим процессом по заданной программе. При работе экскаватора микропроцессор по сигналам датчиков вырабатывает управляющие сигналы, которые поступают на исполнительные механизмы (гидроцилиндры управления стрелы, рукояти и ковша) для обеспечения заданной глубины копания и требуемого угла резания.

Начальные характеристики (глубина копания, прямолинейность траектории, угол резания) задаются установкой фотоприемника 3.

6.6 Определение основных параметров

Гидравлические экскаваторы. Для определения основных параметров одноковшовых гидравлических экскаваторов имеется несколько методов, которые с различной степенью точности их оценивают. Кроме того, помимо физически обоснованных формул, связывающих силовое взаимодействие рабочих органов и разрабатываемых грунтов, имеется ряд эмпирических соотношений, которые базируются на статистических данных по взаимосвязи масс, размеров и усилий.

Важной задачей при проектировании ГОЭ является определение максимальных усилий, развиваемых на зубьях ковша. Эти усилия зависят от силы тяжести ковша, положения центра тяжести всей базы одноковшового экскаватора, длины стрелы и расстояния от оси стрелы до оси вращения экскаватора.

Рекомендуемые усилия на зубьях пустого ковша должны составлять примерно 1/2 силы тяжести экскаватора (с учетом стрелы, рукоятки и ковша).

Для предварительной оценки мощности (кВт) можно воспользоваться соотношением, связывающим ее с вместимостью ковша q_k (м³):

$$N = 90q_k .$$

Кроме того, мощность силовой установки (кВт) можно определить по максимальному моменту копания M_{\max} (кН·м) на оси поворота ковша:

$$N = M_{\max} \omega_{\min} / \eta_{\text{пр}} , \quad (6.1)$$

где ω_{\min} – минимальная угловая скорость ковша, $\omega_{\min} = 0,25 \dots 0,30$ рад/с;

$\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода.

Максимальный момент (кН·м) определяют по формуле

$$M_{\max} = P_{\max} R_k , \quad (6.2)$$

где P_{\max} – максимальное усилие копания, кН;

R_k – радиус копания, м, который можно определить по рисунку 6.41.

При копании поворотом ковша сопротивление копанию (кН)

$$P_{\max} = (1,1 \dots 1,2) P_{01} , \quad (6.3)$$

где P_{01} – касательная составляющая сопротивления грунта резанию, которая численно равна усилию резания на кромке ковша, кН.

При копании поворотом рукоятки сопротивление грунта копанию (кН) состоит из трех компонентов, которые обусловлены его сопротивлениями резанию, заполнению ковша и перемещению призмы волочения перед ковшом:

$$P_{\max} = P_{01} + \kappa_{\text{сж}} B_k h_{\max} + \kappa_{\text{пр}} f_2 \rho g q_k , \quad (6.4)$$

где $\kappa_{\text{сж}}$ – удельное сопротивление грунта сжатию, $\kappa_{\text{сж}} = 100$ кПа;

B_k – ширина ковша, м,

$$B_k = \begin{cases} 0,93 - \text{для } q_k = 0,5 \text{ м}^3, \\ 1,35 - \text{для } 1,0 \text{ м}^3, \\ 1,60 - \text{для } 1,6 \text{ м}^3, \\ 1,80 - \text{для } 2,5 \text{ м}^3; \end{cases}$$

h_{\max} – максимальная толщина стружки, м;

$k_{\text{пр}}$ – коэффициент пропорциональности объема призмы волочения
объему ковша, $k_{\text{пр}} = 0,4$.

f_2 – коэффициент трения грунта по грунту;

ρ – плотность разрыхленного грунта, т/м³;

q_k – вместимость ковша, м³.

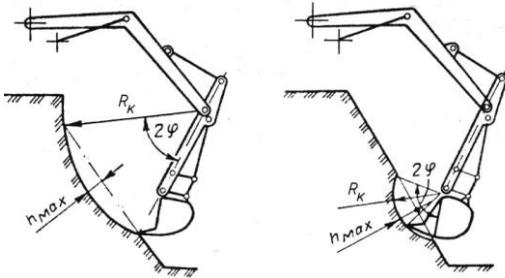


Рисунок 6.41 – Схемы
копания поворотом руко-
яти и поворотом ковша
экскаватора

Касательную составляющую сопротивления грунта резанию P_{01} (кН) определяют по формуле

$$P_{01} = Kh_{\max}^{1,35}, \quad (6.5)$$

где K – сила сопротивления грунта резанию, кН.

Для ковша без зубьев

$$K = gC(1 + 2,6 B_k)(1 + 0,0075\alpha)(1 + 0,03s)U, \quad (6.6)$$

для ковша с зубьями

$$K = gC(1 + 2,6 B_k)(1 + 0,0075\alpha)Z, \quad (6.7)$$

где C – число ударов ударником ДорНИИ, характеризующее прочность
грунта, $C = 20$ – для расчетного грунта;

α – угол резания, град;

s – толщина боковых стенок, см;

U – коэффициент, учитывающий угол заострения боковых режущих
кромки,

$$U = \begin{cases} 1,00 - \text{для острых кромок}, \\ 1,05 - \text{для тупых кромок}; \end{cases}$$

Z – коэффициент, учитывающий наличие зубьев, $Z = 0,6 \dots 0,8$.

Максимальную толщину (м) срезаемого слоя грунта находят по формуле

$$h_{\max} = R_{\kappa}(1 + \cos \varphi), \quad (6.8)$$

где φ – угол поворота, обеспечивающий срезание слоя наибольшей толщины,

$$\varphi = \begin{cases} 30..40^{\circ} & \text{– при копании поворотом рукоятки,} \\ 60..65^{\circ} & \text{– при копании поворотом ковша.} \end{cases}$$

Радиус копания (м)

$$R_{\hat{\epsilon}} = \sqrt{\frac{2q_{\hat{\epsilon}}}{B_{\kappa}(2\varphi - \sin\varphi)}}. \quad (6.9)$$

Ширину ковша (м) выбирают в зависимости от его вместимости:

$$B_{\kappa} = 1,5\sqrt[3]{q_{\kappa}} - 0,26. \quad (6.10)$$

Ряд характеристик экскаваторов связывают с его массой (т). Для определения P_{\max} (кН) пользуются соотношением

$$P_{\max} = 35 + 4,8m. \quad (6.11)$$

Мощность силовой установки (кВт)

$$N = (4,0..4,5)m. \quad (6.12)$$

Значения основных параметров определяют по формуле

$$P_i = \kappa_i \sqrt[3]{m}, \quad (6.13)$$

где κ_i – коэффициент пропорциональности.

Временные характеристики технологического процесса копания, т. е. продолжительность операций и всего цикла, также связаны с m :

$$t_i = \kappa_j \sqrt[3]{m}. \quad (6.14)$$

Продолжительность (с) отдельных операций зависит от массы экскаватора:

Операция	Экскаваторы	
	тяжелые	легкие
Копание	25	27
Поворот на выгрузку	24	25
Выгрузка	27	29
Поворот в забой	24	19

Расчет рабочего оборудования ГОЭ осуществляют в следующем порядке. Во-первых, определяют (по заданной вместимости ковша) массу экскаватора, а также его габаритные характеристики. Для этого используют метод подобия: для машин одинакового функционального назначения, имеющих идентичные структурную и кинематическую схемы, выполняется ряд соотношений их основных параметров:

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{A_1^3}{A_2^3}, \dots, \quad (6.15)$$

где m_i – масса экскаватора, т;

q_i – вместимость ковша, м³;

N_i – мощность силовой установки, кВт;

A_i – линейный размер элемента экскаватора, м.

Во-вторых, по рассчитанной мощности и заданному давлению в гидросистеме (25 МПа) подбирают гидронасос, а также параметры элементов гидросистемы.

Далее, исходя из предварительно выбранных размеров элементов рабочего оборудования, гидроцилиндров, гидродвигателей и гидронасосов, проводят уточненный проверочный расчет.

Основным расчетным оборудованием гидравлического одноковшового экскаватора является обратная лопата. С ее помощью копают грунт:

- поворотом ковша;
- поворотом рукояти;
- совмещенными движениями.

В расчетах рабочих механизмов гидравлического одноковшового экскаватора определяют усилия, возникающие в гидроцилиндрах ковша, рукояти и стрелы ($P_{ц,к}$, $P_{ц,р}$ и $P_{ц,с}$).

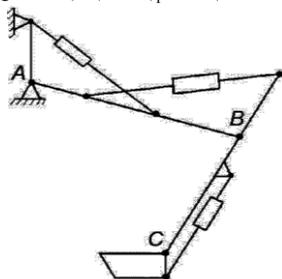


Рисунок 6.42 – Схема рабочего оборудования одноковшового экскаватора

Для этого используют схему рабочего оборудования, представленную на рисунке 6.42.

В общем случае известны силы тяжести стрелы, рукояти и ковша с грунтом G_c , G_p и $G_{к+г}$, а также силы сопротивления грунта копанию P_k и P_n . Следует найти усилия в гидроцилиндрах $P_{ц,с}$, $P_{ц,р}$, $P_{ц,к}$. Точки A, B и C – это места крепления пяты стрелы, рукояти и ковша соответственно.

Усилия в гидроцилиндрах определяют, разделяя общую схему следующим образом:

1) для определения усилий в гидроцилиндре ковша (рисунок 6.43) составляют уравнение моментов относительно точки C : $\sum M_C = 0$. Зная P_K , P_H , $G_{K+Г}$, можно определить $P_{Ц.К}$. Кроме того, эти усилия можно оценить, используя силовой многоугольник (вместо уравнения моментов);

2) для определения усилий в гидроцилиндре рукояти (рисунок 6.44) составляют уравнение моментов относительно точки B : $\sum M_B = 0$. Зная P_K , P_H , $G_{K+Г}$, G_P , можно получить $P_{Ц.Р}$;

3) для определения усилий в гидроцилиндре стрелы (рисунок 6.45) составляют уравнение моментов относительно точки A : $\sum M_A = 0$. Имея P_K , P_H , $G_{K+Г}$, G_P , G_C , определяют $P_{Ц.С}$. При определении усилий в гидроцилиндрах рабочего оборудования траекторию копания (поворотом ковша, рукояти) разбивают на 8–10 положений, а затем рассчитывают максимальные усилия, по которым подбирают гидроцилиндры.

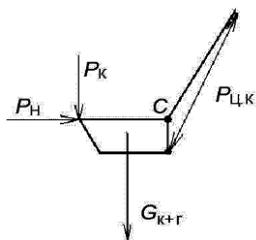


Рисунок 6.43 – Расчетная схема для определения усилий в гидроцилиндре ковша

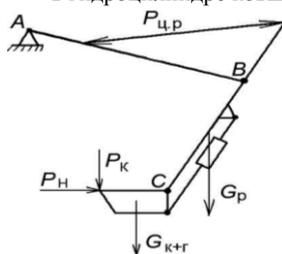


Рисунок 6.44 – Расчетная схема для определения усилий в гидроцилиндре рукояти

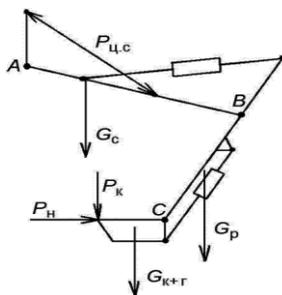


Рисунок 6.45 – Расчетная схема для определения усилий в гидроцилиндре стрелы

Имеются ограничения на выбор параметров из-за реактивных усилий в элементах гидросистемы. Поэтому необходимо рассчитать реактивные (пассивные) давления $p_{реакт}$ в запертых полостях гидроцилиндра стрелы и рукояти при работе гидроцилиндра ковша.

Расчеты ведут, полагая, что в соответствующий гидроцилиндр жидкость поступает при максимальном давлении ($p_{реакт} \leq 1,5 p_H$).

Давление $p_{ц,i}$ в любом (i -том) гидроцилиндре не должно превышать предельно допустимых значений:

$$p_{ц,i} = \frac{4P_{ц,i}}{\pi D_{ц,i}^2} \leq [p_{ц,i}] = 1,5 \dots 2,0 p_n, \quad (6.16)$$

где $P_{ц,i}$ – усилие в i -том гидроцилиндре, кН;

$D_{ц,i}$ – диаметр i -го гидроцилиндра, м;

$[p_{ц,i}]$ – предельно допустимое давление, МПа;

p_n – номинальное давление гидронасоса, МПа.

Если же $p_{ц,i} > [p_{ц,i}]$, то необходимо пересмотреть схему рабочего оборудования и ограничить усилие P_k на режущей кромке ковша.

Зная усилия в гидроцилиндрах рабочего оборудования и скорости перемещения их штоков, можно определить мощность, необходимую для осуществления рабочего процесса. Скорости штоков гидроцилиндра ковша, рукояти и стрелы должны соответствовать скорости копания и длительности рабочего цикла экскаватора. Как правило, оптимальные значения скоростей перемещения штоков гидроцилиндров составляют 0,2–0,4 м/с и не превышают 0,5 м/с.

Для проверки мощности силовой установки экскаватора ее сопоставляют с мощностью, необходимой для реализации рабочего процесса. Мощность (кВт), затрачиваемая на копание одновременным действием гидроцилиндров стрелы и рукояти, является наибольшей. Поэтому должно выполняться соотношение

$$N_{\text{коп}} = \frac{P_{ц,p} v_{ц,p}}{\eta_{ц,p}} + \frac{P_{ц,c} v_{ц,c}}{\eta_{ц,c}} \leq N, \quad (6.17)$$

где $P_{ц,p}$, $P_{ц,c}$ – усилия в гидроцилиндрах рукояти и стрелы, кН;

$\eta_{ц,p}$ и $\eta_{ц,c}$ – КПД гидроцилиндров рукояти и стрелы;

$v_{ц,p}$, $v_{ц,c}$ – скорости штоков гидроцилиндров рукояти и стрелы, м/с.

Расчеты на устойчивость экскаватора с «обратной» лопатой производят для двух рабочих и двух транспортных положений.

В первом рабочем положении (рисунок 6.46) машина находится на горизонтальной площадке.

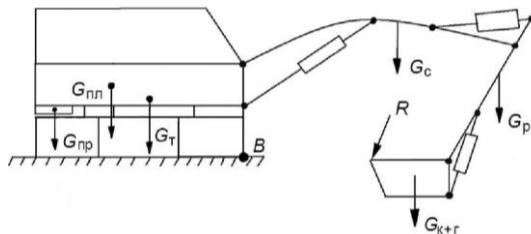


Рисунок 6.46 – Схема для определения устойчивости экскаватора в первом рабочем положении

Подъем полного ковша и его отрыв от грунта (у самой бровки забоя, ближайшей к гусенице или колесам) осуществляют под действием максимальных усилий в гидроцилиндре подъема стрелы. При этом продольная ось рабочего оборудования перпендикулярна продольной оси экскаватора. Направление силы реакции грунта R перпендикулярно линии, соединяющей центр поворота стрелы (пяты стрелы) и режущую кромку ковша (рисунок 6.47). Составляется уравнение моментов относительно точки A : $\sum M_A = 0$, откуда находят силу R (известны G_c , G_p , $G_{к+г}$, а также $P_{ц.макс}$ – усилие, развиваемое в гидроцилиндре управления стрелой при предельном давлении в гидросистеме).

Зная все силы, действующие на экскаватор в первом рабочем положении (см. рисунок 6.45), рассматривают устойчивость машины относительно ребра B и находят коэффициент запаса устойчивости:

$$K_y = \frac{M_y}{M_{опр}} \geq 1,15, \quad (6.18)$$

где M_y – момент удерживающих сил относительно ребра опрокидывания B , Н·м;

$M_{опр}$ – момент опрокидывающих сил относительно того же ребра, Н·м.

В числитель входят моменты сил тяжести противовеса $G_{пр}$, поворотной платформы $G_{пл}$ и ходовой тележки G_t , в знаменатель – моменты сил G_c , G_p , $G_{к+г}$ и R .

Во втором рабочем положении (рисунок 6.48) экскаватор находится на площадке (под углом 12° к горизонту); производится выгрузка вязкого грунта на максимальном вылете ковша, при этом продольная ось рабочего оборудования перпендикулярна продольной оси экскаватора (т. е. силы сопротивления копания отсутствуют). В этом положении рассматривается устойчивость экскаватора также относительно ребра B :

$$K_y = \frac{M_y}{M_{опр}} \geq 1,15. \quad (6.19)$$

Здесь в числителе – моменты удерживающих сил ($G_{пр}$, $G_{пл}$, G_t), а в знаменателе – моменты опрокидывающих сил с учетом угла наклона площадки.

Для транспортных положений приняты следующие соображения:

1) в первом транспортном положении (рисунок 6.49, а) экскаватор движется на подъем; рабочее оборудование закреплено в транспортном поло-

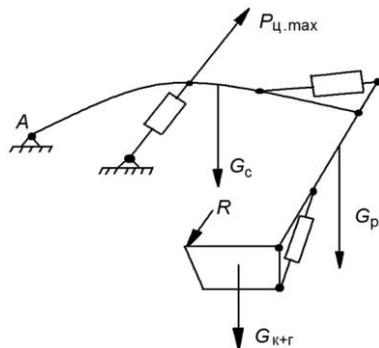


Рисунок 6.47 – Схема для оценки силы реакции грунта R

жении; опрокидыванию способствует ветер ($p_{уд} = 250 \text{ Па}$). Расчет ведут для максимального наклона опорной поверхности движения.

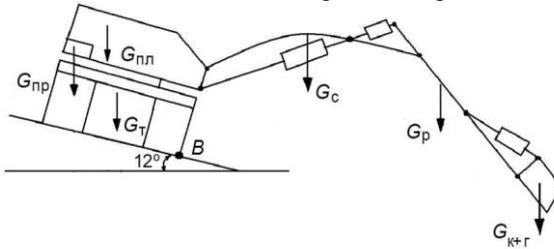


Рисунок 6.48 – Схема для определения устойчивости экскаватора во втором рабочем положении

Максимальный угол подъема (уклона) находят по условию реализации максимального тягового усилия или сцепления движителя с дорогой:

$$\arctg \varphi \geq \alpha_{\max} \leq \alpha_N, \quad (6.20)$$

где φ – коэффициент сцепления движителя с дорогой;

α_N – предельный угол подъема (уклона), который определяют тяговым расчетом,

$$\sin \alpha_N = \frac{N\eta}{G_3 v_{\min} (1 + f^2)} - f \sqrt{\frac{1}{1 + f^2} - \left[\frac{N\eta}{G_3 v_{\min} (1 + f^2)} \right]^2}, \quad (6.21)$$

N – мощность силовой установки, Вт;

η – КПД трансмиссии;

v_{\min} – минимальная скорость передвижения, м/с;

f – коэффициент сопротивления перемещению;

G_3 – сила тяжести экскаватора, Н;

2) во втором транспортном положении (рисунок 6.49, б) экскаватор движется под уклон; рабочее оборудование закреплено в транспортном положении; ветер ($p_{уд} = 250 \text{ Па}$) направлен против движения.

Вычисляется наибольший угол уклона (по тем же формулам, что и в первом положении).

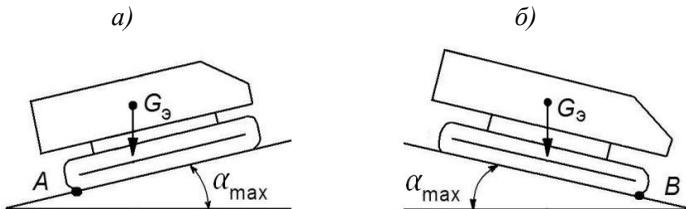


Рисунок 6.49 – Схемы для определения устойчивости экскаватора:
 a – в первом, b – во втором транспортном положении
 Опрокидывание определяют относительно ребра А или В:

$$K_y = \frac{M_y}{M_{\text{опр}}} \geq 1,2. \quad (6.22)$$

Экскаваторы с гибкой подвеской. *Общий расчет главных механизмов.*
 Главными механизмами экскаваторов с гибкой подвеской являются *подъемный и напорный*. Расчетным рабочим оборудованием является «прямая» лопата.

При работе одноковшовых экскаваторов их рабочие органы и механизмы подвергаются нагрузкам, которые изменяются в широких пределах (в зависимости от операции рабочего цикла). Для определения мощности, затрачиваемой на работу главных механизмов, необходимо найти сопротивления, возникающие при выполнении отдельных операций. Наибольшие сопротивления грунта развиваются при копании. Как уже отмечалось, *силу сопротивления грунта копанию* раскладывают на *касательную* P_k и *нормальную* P_n составляющие.

Напомним, для оценки P_k пользуются упрощенной формулой

$$P_k = \kappa_1 b c, \quad (6.23)$$

где κ_1 – удельное сопротивление копанию зависит от свойств грунта и типа рабочего оборудования, $\kappa_1 = 0,02 \dots 4,0$ МПа;

b – ширина срезаемой стружки, м;

c – максимальная толщина стружки, м,

$$c = \frac{q_n}{b H \kappa_p},$$

q_n – номинальная вместимость ковша, м³;

H – высота копания (она же наибольшая высота забоя), м;

κ_p – коэффициент разрыхления грунта в ковше.

После подстановки

$$P_k = \frac{\kappa_1 q_n}{H \kappa_p}. \quad (6.24)$$

Нормальная составляющая

$$P_n = \psi P_k, \quad (6.25)$$

где ψ – коэффициент пропорциональности, зависящий от режимов копания,

степени износа режущей кромки и др., $\psi = 0,1 \dots 0,6$.

Расчет подъемного и напорного механизмов сводится к определению усилий ($S_{\text{под}}$, $S_{\text{нап}}$), скоростей ($v_{\text{под}}$, $v_{\text{нап}}$) и мощностей ($N_{\text{под}}$, $N_{\text{нап}}$) подъема и напора, а также кинематических параметров этих механизмов (диаметров и скоростей вращения барабана, передаточных чисел узлов трансмиссии, кратностей полиспастов и др.).

При одномоторном приводе общая мощность одноковшового экскаватора представляет собой сумму мощностей подъема и напора.

При подъеме ковша наибольшие усилия в полиспасте возникают в положении: угол наклона стрелы 45° , зубья ковша находятся на уровне оси напорного вала, рукоять горизонтальна, толщина стружки и P_k имеют наибольшие значения (рисунок 6.50).

Исходя из условия равновесия сил, из уравнения моментов $\sum M_O = 0$ относительно точки O находят подъемное усилие $S_{\text{под}}$.

Зная усилие на блоке ковша $S_{\text{под}}$, находят мощность привода подъема ковша $N_{\text{под}}$ (Вт):

$$N_{\text{под}} = \frac{S_{\text{под}} v_{\text{под}}}{\eta}, \quad (6.26)$$

где $v_{\text{под}}$ – скорость подъема ковша, м/с,

$$v_{\text{под}} = \begin{cases} 0,45 - \text{для экскаваторов с 5-10 ÷,} \\ 0,60 - 15-45 \text{ ÷,} \\ 0,65 - 50-75 \text{ ÷;} \end{cases}$$

η – КПД привода подъема ковша, $\eta = 0,85 \dots 0,88$.

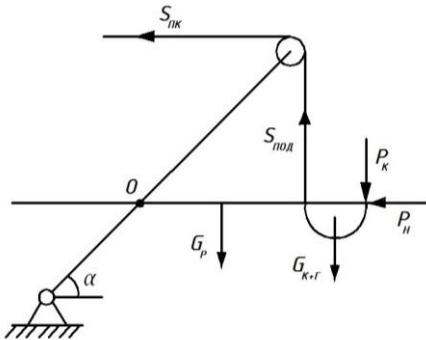


Рисунок 6.50 – Силевая схема механизма подъема ковша:

G_p – сила тяжести рукояти;
 $G_{к+г}$ – сила тяжести ковша с грунтом

Рабочее усилие в подъемном канате $S_{\text{пк}}$ лебедки при использовании двоянного полиспаста

$$S_{\text{пк}} = \frac{S_{\text{под}}}{\eta_{\delta_1} + \eta_{\delta_2}} \quad (6.27)$$

или

$$S_{\text{пк}} = \frac{S_{\text{под}}}{2\eta_{\text{под}}}, \quad (6.28)$$

где $\eta_{\delta_1}, \eta_{\delta_2}$ – КПД каждого блока, $\eta = 0,96 \dots 0,98$;
 $\eta_{\text{под}}$ – КПД подвески ковша.

Ковш крепится на двух ветвях за боковые стенки.

Максимальное усилие подъема (в случае, если вся мощность идет на подъем, а усилие и скорость напора равны нулю)

$$S_{\text{под.мах}} = 1,5S_{\text{под}}, \quad (6.29)$$

отсюда

$$S_{\text{пк.мах}} = \frac{S_{\text{под.мах}}}{2\eta_{\text{под}}}. \quad (6.30)$$

По значению $S_{\text{пк.мах}}$ выбирают диаметр каната и запас прочности (4,2–4,5 при малой мощности и 4,5–5,0 при большой мощности).

Диаметр барабана подъема ковша по диаметру каната (d_k)

$$D_{\delta} = \llcorner 7 \dots 30 \gg d_k. \quad (6.31)$$

Передаточное число механизма подъема

$$u_{\text{под}} = \frac{S_{\text{пк}} D_{\delta}}{2\eta_{\text{под}} M_n}, \quad (6.32)$$

где M_n – номинальный крутящий момент двигателя, Н·м.

Продолжительность процесса копания при подъеме ковша

$$t_k = \frac{L_1 - L_2}{v_{\text{под}}}, \quad (6.33)$$

где L_1, L_2 – длина полиспаста в начале и конце копания, м.

При расчете напорного механизма рассматриваются три основных положения:

1) начало копания. Рукоять вертикальна, угол наклона стрелы 60° , ковш пустой, $S_{\text{под}}$ – расчетная, $P_n = 0,5P_k$;

2) конец копания. Рукоять горизонтальна, полностью выдвинута, угол наклона стрелы 60° , ковш груженный;

3) рукоять полностью выдвинута, грузеный ковш поднят в наивысшее положение и вышел из забоя, угол наклона стрелы 60° . Реакция грунта отсутствует.

При расчете оборудования «прямой» лопаты определяют *активное* и *пассивное* напорные усилия.

Активное напорное усилие затрачивается на преодоление сопротивления грунта копанию (и составляющей $S_{\text{под}}$). Пассивное усилие затрачивается только на преодоление $S_{\text{под}}$.

Итак, *активное* напорное усилие определяется для трех расчетных положений (затем принимается наибольшее из них):

1) *начало копания* (рисунок 6.51, а). На систему действуют силы тяжести G_p, G_k , усилие подъема $S_{\text{под}}$ (оно известно) и силы реакции грунта (в начале копания $P_n \approx 0,5P_k$). Из уравнения моментов относительно оси напорного вала $\sum M_O = 0$ находят P_k .

Зная силы $S_{\text{под}}, P_k, P_n, G_k$ и G_p , строят многоугольник сил и определяют равнодействующую R , а также ее составляющие:

а) силу, действующую вдоль рукояти, – $S_{\text{нап}}^a, H$;

б) силу, ей перпендикулярную – реакцию седлового подшипника N'_c, H ;

2) *конец копания* (рисунок 6.51, б): зубья ковша на уровне напорного вала ($P_n \approx 0,2P_k$). Составляют уравнения моментов $\sum M_O = 0$ и решают относительно P_k .

Зная $P_k, P_n, S_{\text{под}}$ (та же, что и в первом положении), $G_{k+г}$ и G_p , составляют многоугольник сил, определяя R , а также $S_{\text{нап}}^a$ и N''_c ;

3) *рукоять полностью выдвинута* (рисунок 6.51, в) с подъемом грузенного ковша в крайнее верхнее положение (реакция грунта отсутствует)

$\left(\frac{P_n}{P_k} = 0 \right)$. Зная $G_{k+г}$ и G_p , строят многоугольник сил и находят R , а также

$S_{\text{нап}}^{a''}$ – вдоль рукояти и N''_c . В этом положении напорное усилие удерживает рукоять с ковшом.

Далее выбирают максимальное $S_{\text{нап}}^a$ из $S_{\text{нап}}^a, S_{\text{нап}}^{a'}$ и $S_{\text{нап}}^{a''}$. Эти силы действуют на рукоять со стороны грунта. В свою очередь, силы напора ($S'_{\text{нап}}, S''_{\text{нап}}, S'''_{\text{нап}}$), которыми рукоять действует на грунт, равны по величине и противоположны по направлению этим силам.

О пассивном напорном усилии в тяжелых грунтах. Может возникнуть необходимость копания выше напорного вала (см. положение на рисунке 6.50, в), но без поступательного движения напора. Поэтому подъем грузенного ковша и

его удержание для разгрузки в этом положении производят пассивным напорным усилием $S_{\text{нап}}^{\text{п}}$.

Для его определения находят реакцию грунта $P_{\text{к}}$ из уравнения моментов $\sum M_O = 0$. При этом принимают $S_{\text{под, макс}}$. Затем строят многоугольник сил и находят $S_{\text{нап}}^{\text{п}}$. По этому значению рассчитывают тормозные устройства.

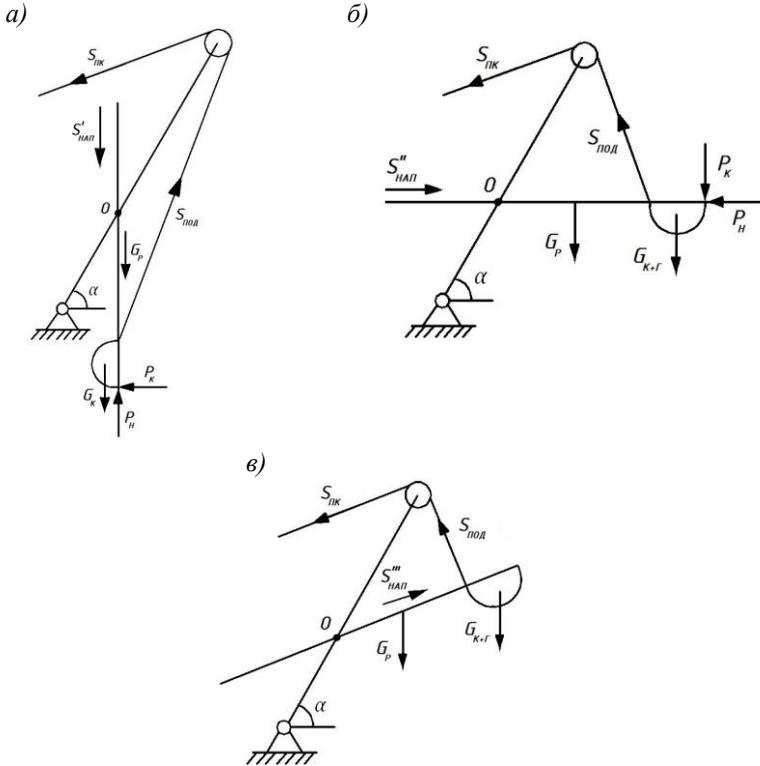


Рисунок 6.51 – Силовая схема механизма напора:
а – первое; б – второе; в – третье положения

Затем *определяют мощность (Вт) напорного механизма*

$$N_{\text{нап}} = \frac{S_{\text{нап}}^{\text{а}} v_{\text{нап}}}{\eta_{\text{нап}}}, \quad (6.34)$$

где $S_{\text{нап}}^{\text{а}}$ – максимальное активное усилие напора (из трех положений), Н;
 $v_{\text{нап}}$ – скорость напора ($v_{\text{нап}} = 0,6 v_{\text{под}}$), м/с;
 $\eta_{\text{нап}}$ – КПД механизма напора ($\eta_{\text{нап}} = 0,85$).

Таким образом, общая мощность, необходимая для работы главных механизмов,

$$N = N_{\text{под}} + N_{\text{нап}}. \quad (6.35)$$

Для проверки расчетов можно воспользоваться соотношением, обеспечивающим эффективную работу механизмов:

$$N = 0,65N_{\text{под}}.$$

Имеются также эмпирические формулы, связывающие мощность силовой установки с вместимостью ковша и ходовой системой, которые можно использовать для ориентировочной оценки мощности силовой установки:

$$N = \begin{cases} 75q_f - \text{äëÿ } \text{ãõñáí } \text{è-í } \hat{\text{í}} \hat{\text{ã}} , \\ 100q_f - \text{äëÿ } \hat{\text{í}} \hat{\text{â}} \hat{\text{í}} \hat{\text{ê}} \hat{\text{â}} \hat{\text{ñ}} \hat{\text{í}} \hat{\text{ã}} \hat{\text{í}} \hat{\text{á}} \hat{\text{í}} \hat{\text{ð}} \hat{\text{â}} \hat{\text{â}} \hat{\text{í}} \hat{\text{è}} \hat{\text{ÿ}} . \end{cases}$$

6.7 Определение производительности

Цель работы – расчет эксплуатационной производительности экскаватора по различным методикам и сопоставление их результатов.

Производительность является наиболее важным параметром экскаваторов, который характеризует не только эксплуатационные возможности машины, ее конструктивные и технологические свойства, но и технико-экономические показатели. Существует несколько подходов к оценке производительности, каждый из которых ставит и решает различные задачи. Ниже приведены два варианта расчета производительности экскаваторов.

Вариант 1. В традиционном варианте расчета принято учитывать три вида производительности: теоретическую, техническую и эксплуатационную.

Для гидравлических экскаваторов расчетным рабочим оборудованием является «обратная» лопата, для канатно-блочных – «прямая» лопата.

Теоретическая производительность – это конструктивно-расчетная производительность машины. Она зависит от конструктивных параметров экскаватора и свойств среды. Ее определяют расчетным путем при следующих условиях: глубина или высота копания является оптимальной, подъем ковша производят со средней расчетной скоростью, угол поворота составляет 90°, грунт выгружают в отвал. *Теоретическую производительность* (м³/ч) одноковшовых экскаваторов определяют по формуле

$$П_{\text{т}} = 3600 \frac{q_{\text{к}}}{T_{\text{ц}}}. \quad (6.36)$$

где $q_{\text{к}}$ – геометрическая вместимость ковша, м³;

$T_{\text{ц}}$ – полное время цикла, с.

Техническая производительность отличается от теоретической тем, что учитывает технические и технологические факторы, влияющие на изменение производительности:

$$P_3 = \frac{3600k_n q_k}{k_p T_{ц}}, \quad (6.37)$$

где k_n – коэффициент наполнения ковша, $k_n \leq 1,35$;

k_p – коэффициент разрыхления грунта.

Эксплуатационная производительность представляет собой наиболее близкую к фактической, которая учитывает объективные потери рабочего времени машины (за смену, сезон или год – на техобслуживание, ремонт, заправку топливом, перемещения от базы к месту работы или от одного объекта к другому), а также квалификацию машиниста.

В инженерных расчетах эксплуатационная производительность экскаватора

$$P_3 = \frac{3600k_b k_{упр} k_n q_k}{k_p T_{ц}}, \quad (6.38)$$

где k_b – коэффициент использования экскаватора по времени, $k_b = 0,75 \dots 0,95$;

$k_{упр}$ – коэффициент, учитывающий эффективность управления и квалификацию машиниста, $k_{упр} \leq 0,96$ при средней квалификации машиниста.

Полное время (с) рабочего цикла

$$T_{ц} = t_{зап} + t_{пов} + t_{выг} + t_{обр}, \quad (6.39)$$

где $t_{зап}$, $t_{пов}$, $t_{выг}$, $t_{обр}$ – продолжительность соответственно заполнения ковша, поворота экскаватора для выгрузки ковша, выгрузки ковша, обратного хода при повороте экскаватора в исходное положение, с.

Вариант 2. Как видно из формулы (6.36), теоретическая производительность не зависит от типа рабочего оборудования, что влияет на точность оценки столь важного параметра. Один из путей решения этой проблемы предложен рядом отечественных и зарубежных авторов, которые вводят понятие *базовой производительности*. Ее определяют экспериментально для экскаваторов с различными видами сменного рабочего оборудования и для различных грунтов.

Базовой производительностью P_6 считают экспериментально определенную производительность нового экскаватора (срок его эксплуатации не превышает 2500 машино-часов), оснащенного основным рабочим оборудованием: «обратной» лопатой – для гидравлической подвески, «прямой» лопатой – для канатно-блочной подвески. Ее измеряют в следующих условиях: угол поворота рабочего органа для разгрузки 90° , разгрузка производится в отвал, высота или глубина копания являются оптимальными, пространственные

ограничения на строительной площадке отсутствуют, стрела установлена в среднее положение, квалификация оператора хорошая, хорошее состояние режущей кромки и зубьев, работа идет непрерывно в течение одного часа.

Для экскаваторов, оборудованных другим типом сменного рабочего оборудования, базовую производительность Π_6^{co} ($\text{м}^3/\text{ч}$) можно определить с учетом поправочного коэффициента по формуле

$$\Pi_6^{\text{co}} = k_{\text{п}} \Pi_6, \quad (6.40)$$

где $k_{\text{п}}$ – поправочный коэффициент, зависящий от типа сменного рабочего оборудования.

Для более точной оценки реальной производительности вводится ряд новых коэффициентов, которые учитывают условия рабочего процесса, в том числе параметры копания и разгрузки, состояние рабочего органа и др.

Техническая производительность в такой трактовке

$$\Pi_{\text{тех}} = f_1 f_2 f_3 f_4 f_5 f_6 \Pi_6, \quad (6.41)$$

где $f_1, f_2, f_3, f_4, f_5, f_6$ – коэффициент, учитывающий соответственно глубину или высоту копания, угол поворота рабочего оборудования при разгрузке, условия разгрузки, состояние режущей кромки и зубьев ковша, установку стрелы, тип транспортного средства.

Эксплуатационная производительность опять-таки в новой трактовке учитывает не только объективные потери времени и квалификацию оператора, но и срок эксплуатации экскаватора. В этом случае эксплуатационная производительность

$$\Pi_3 = k_{\text{в}} f_7 f_8 \Pi_{\text{тех}}, \quad (6.42)$$

где f_7 – коэффициент, учитывающий квалификацию оператора;

f_8 – коэффициент учета срока эксплуатации экскаватора.

Как было отмечено, базовую производительность определяют экспериментально при заданных ранее условиях.

Для гидравлических экскаваторов с ковшами «прямой» и «обратной» лопат, с погрузочным ковшом зависимости базовой производительности от вместимости рабочего органа и категории грунта приведены на рисунке 6.52.

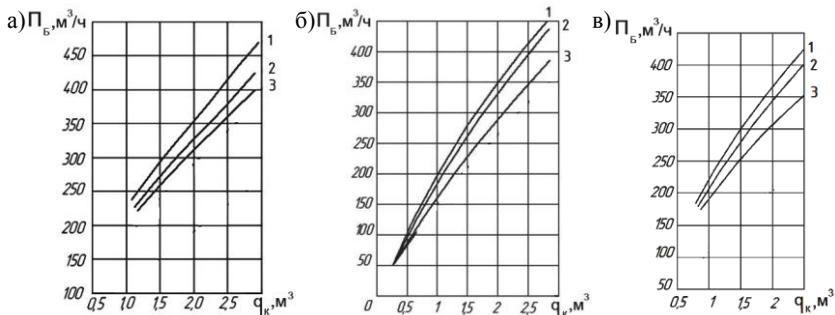


Рисунок 6.52 – Зависимость базовой производительности от вместимости ковша (а – для «прямой» лопаты, б – для «обратной» лопаты, в – для погрузочного ковша) и категории грунта (1 – I; 2 – II; 3 – III категории)

Для гидравлических экскаваторов с грейферным рабочим оборудованием экспериментальные данные по базовой производительности отсутствуют. Поэтому ее определяют по формуле (6.40).

Для канатно-блочных экскаваторов с «прямой» лопатой зависимость базовой производительности от вместимости ковша и категории грунта представлена на рисунке 6.53.

Для определения базовой производительности экскаваторов с гибкой подвеской, оборудованных другим типом рабочего оборудования, используют следующие формулы:

для «обратной» лопаты

$$П_б^{ол} = 0,9П_б, \quad (6.43)$$

для драглайна

$$П_б^{дп} = 0,8П_б, \quad (6.44)$$

для грейфера

$$П_б^{гп} = 0,65П_б. \quad (6.45)$$

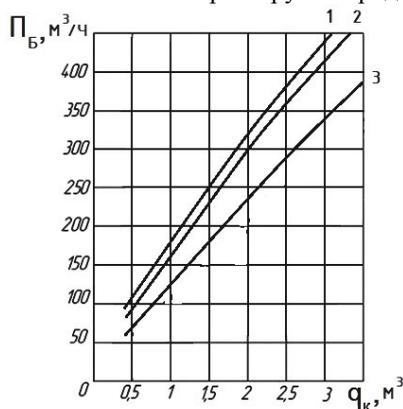


Рисунок 6.53 – Зависимость базовой производительности канатно-блочных экскаваторов от вместимости ковша «прямой» лопаты и категории грунта: 1 – I; 2 – II; 3 – III категории

6.8 Определение коэффициентов, влияющих на производительность

Влияние глубины и высоты копания (коэффициент f_1). При выборе оптимальной высоты или глубины копания основным критерием считается минимальное время набора грунта в ковш экскаватора. В результате исследований, которые проводились на различных грунтах с экскаваторами с гидравлической и канатно-блочной подвесками с вместимостью ковша от 0,5 до 3,0 м³, было установлено следующее.

Для гидравлического экскаватора глубина копания не оказывает существенного влияния на время набора грунта. По эмпирическому соотношению оптимальная глубина (м) копания при работе с «обратной» лопатой зависит только от вместимости ковша:

$$h_{\text{опт}} = (1,0 \dots 2,0)q_k, \quad (6.46)$$

где q_k – геометрическая вместимость ковша, м³.

На рисунке 6.54 приведены уточненные зависимости коэффициента f_1 для «прямой» и «обратной» лопат гидравлических экскаваторов от характеристик забоя, если вместимость ковша $q_k \leq 1 \text{ м}^3$. Если же $q_k > 1 \text{ м}^3$, то величина коэффициента f_1 для экскаватора с «обратной» лопатой зависит от соотношения параметров копания $h_{\text{опт}}/h$ (таблица 6.4), где h – фактическая глубина копания.

Таблица 6.4 – Коэффициент f_1 для ковша «обратной» лопаты гидравлического экскаватора

$h_{\text{опт}}/h$	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2
f_1	1,00	0,97	0,93	0,89	0,82

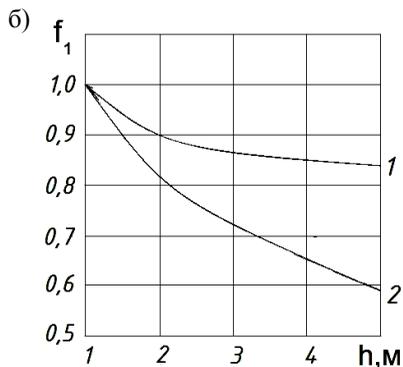
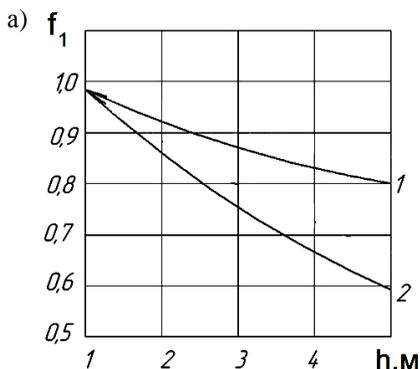


Рисунок 6.54 – Зависимость коэффициента f_1 от высоты (a) копания «прямой» лопатой и глубины (b) копания «обратной» лопатой гидравлического экскаватора и категории грунта:

$$a) 1 - \frac{0,6-1,0}{I-III}; 2 - \frac{0,2-0,5}{I-III};$$

$$b) 1 - \frac{0,6-1,0}{I-III}; 2 - \frac{0,2-0,5}{I-III}$$

(в числителе – q_k , M^3 , в знаменателе – категория грунта)

Для экскаваторов с канатно-блочной подвеской «прямой» лопаты зависимость коэффициента f_1 от соотношения $h/h_{\text{опт}}$, учитывающего отклонение от оптимальной высоты, представлена на рисунке 6.55.

Влияние угла поворота (коэффициент f_2).

В технической характеристике машины указывают максимальную частоту вращения поворотной части экскаватора, которая составляет 6–9 мин^{-1} в зависимости от типоразмера машины. Однако на практике, как правило, используют среднюю частоту $n_{\text{ср}}$, которая меньше максимальной n_{max} . Чтобы учесть влияние угла поворота на время поворота и, как следствие, на производительность машины, был произведен хронометраж времени цикла гидравлических экскаваторов различного класса. Как видно из таблицы 6.5, соотношение $n_{\text{max}}/n_{\text{ср}}$ между максимальной n_{max} и средней частотой вращения $n_{\text{ср}}$ платформы максимизируется от угла поворота и закономерно уменьшается с ростом угла, на который поворачивается платформа экскаватора.

Время поворота (мин) с учетом данных таблицы 6.5

$$t = \frac{\alpha}{360} \frac{n_{\text{max}}}{n_{\text{п0}}}, \tag{6.47}$$

где α – угол поворота платформы экскаватора, град.

Максимальная частота вращения принимается из технической характеристики машины, а соотношение $n_{\text{max}}/n_{\text{ср}}$ – из таблицы 6.5.

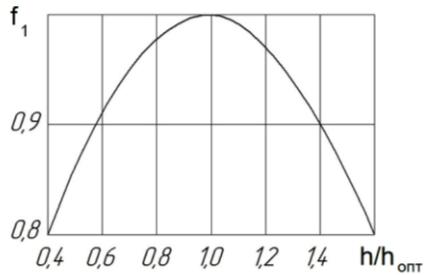


Рисунок 6.55 – Зависимость коэффициента f_1 для канатно-блочных экскаваторов от соотношения $h/h_{\text{опт}}$

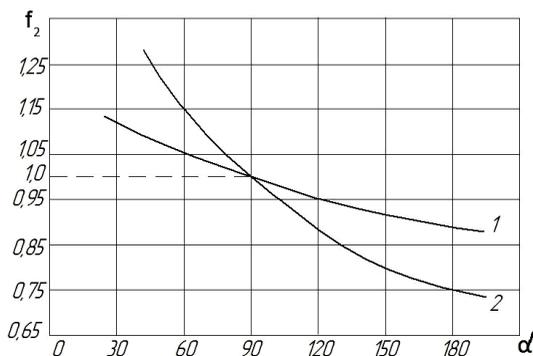
Таблица 6.5 – Влияние угла поворота на соотношение $n_{\max} / n_{\text{ср}}$

Масса экскаватора, т	Ковш	Угол поворота, град					
		45	60	90	120	150	180
< 15	Наполненный	3,70	3,20	2,60	2,30	2,00	1,80
	Порожний	3,10	2,60	2,05	1,70	1,50	1,30
15–25	Наполненный	3,50	2,95	2,15	1,75	1,45	1,25
	Порожний	2,70	2,25	1,60	1,30	1,10	0,90
25–55	Наполненный	3,50	3,00	2,20	1,80	1,65	1,55
	Порожний	2,85	2,40	1,75	1,45	1,25	1,15

Зависимость коэффициента f_2 от угла поворота приведена на рисунке 6.56. За единицу принят коэффициент, которому соответствует угол поворота рабочего оборудования, равный 90° .

Влияние фактора разгрузки (коэффициент f_3). Время разгрузки зависит от многих факторов, из которых наиболее значимыми являются место разгрузки (отвал или автотранспортное средство), вместимость ковша, категория грунта и уровень стоянки транспортного средства.

Минимальное время на разгрузку грунта затрачивается при работе в отвал, чему соответствует максимально возможное значение коэффициента ($f_3 = 1,0$). При разгрузке в автотранспортное средство время загрузки увеличивается, что связано с необходимостью точной установки ковша над местом разгрузки. При расположении самосвала ниже уровня стоянки экскаватора время также увеличивается, поскольку необходимо обеспечить точность выгрузки с учетом относительно небольшой загрузочной площади кузовов и значительной высоты расположения ковша.



С увеличением объёма ковша от $0,5$ до $2,5 \text{ м}^3$ время разгрузки в отвал песчано-гравийных материалов увеличивается примерно на $10\text{--}15\%$. При разгрузке связных материалов (глины, суглинка) время разгрузки увеличивается на 30% по сравнению со временем разгрузки песчано-гравийных смесей.

На практике учитываются лишь некоторые условия разгрузки, влияние которых на коэффициент f_3 для гидравлических экскаваторов представлено в таблице 6.6.

Таблица 6.6 – Влияние условий разгрузки на коэффициент f_3

Характеристика условий разгрузки	Коэффициент f_3
Разгрузка в отвал	1,00
Разгрузка в транспорт, стоящий на уровне опорной поверхности экскаватора	0,90
Разгрузка в транспорт, стоящий ниже уровня опорной поверхности экскаватора	0,80
Разгрузка в воронкообразный бункер	0,67
Разгрузка в силовой бункер	0,58

Влияние состояния режущей кромки и зубьев ковша (коэффициент f_4). Состояние режущей кромки и зубьев оказывает значительное влияние на сопротивление копанию и, как следствие, на время цикла экскаватора. Однако количественных показателей влияния состояния и формы режущей части ковша и зубьев на время копания не имеется. Поэтому в расчётах допускают наличие нового рабочего оборудования или мало изношенного состояния режущей кромки и зубьев ковша, чему соответствует коэффициент f_4 , равный единице ($f_4 = 1,0$).

Влияние установки стрелы (коэффициент f_5). Установка стрелы может быть короткой, средней и длинной. Короткую установку стрелы используют, когда необходимо получить большое отрывное или подъёмное усилие. Длинную применяют при работе на большой глубине или на большом расстоянии от груди забоя. Как короткая, так и длинная установка стрелы увеличивает время набора грунта, что подтверждают данные таблицы 6.7.

Таблица 6.7 – Влияние установки стрелы на коэффициент f_5

Установка стрелы	Коэффициент f_5
Короткая	0,95–0,98
Средняя	1,00
Длинная	0,98–0,95

Соотношение вместимостей кузова автосамосвала и ковша (коэффициент f_6). Экспериментально установлено, что существует оптимальное соотношение между вместимостями кузова автосамосвала V_c и ковша экскаватора V_3 ; оно составляет $V_c/V_3 \geq 9$. Все другие варианты существенно увеличивают время простоев либо экскаватора, либо самосвалов.

В таблице 6.8 представлено влияние соотношения вместимостей кузова и ковша на коэффициент f_6 . Следует отметить, что на практике в основном принимают соотношение $V_c/V_3 = 3 \dots 5$.

Таблица 6.8 – Зависимость коэффициента f_6 от соотношения V_c/V_3

V_c/V_3	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
f_6	0,65	0,82	0,88	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99	1,00	1,00

Квалификация оператора (коэффициент f_7). Квалификация оператора зависит в основном от объёма знаний и навыков управления машиной. Квалифицированный оператор выбирает оптимальное место стоянки машины, положение стрелы, сокращает время цикла за счёт совмещения процессов, например, подъёма и поворота рабочего органа, он указывает более удобное место стоянки под погрузкой водителю автотранспортного средства, подчищает забой в отсутствие транспорта и т.д.

Различия в подходе исследователей к оценке влияния «человеческого фактора» наиболее ярко проявляются при сопоставлении значений коэффициента f_7 , отвечающего за квалификацию машиниста.

В таблице 6.9 приведены значения коэффициента f_7 в зависимости от условий работы и квалификации оператора, приведенные в работе [26].

Таблица 6.9 – Зависимость коэффициента f_7 от квалификации оператора

Условия работы	Квалификация оператора			
	отличная	хорошая	средняя	плохая
Отличные	0,84	0,81	0,76	0,70
Хорошие	0,78	0,75	0,71	0,65
Средние	0,72	0,69	0,65	0,60
Плохие	0,63	0,61	0,57	0,52

В немецком центре (Refa) по подготовке операторов дорожных машин уровень квалификации оператора характеризуют показателем, связанным с производительностью экскаватора:

$$f_7 = \frac{\Pi_d^ч}{\Pi_{пл}^ч}, \quad (6.48)$$

где $\Pi_d^ч$ и $\Pi_{пл}^ч$ – соответственно достигнутая оператором и плановая часовая производительность.

Выполнение планового задания на 100 % считается нормальной квалификацией оператора. Максимальная производительность и, соответственно, наибольшие значения коэффициента f_7 достигаются только операторами-

испытателями компаний по производству экскаваторов. Минимальную производительность (около 75 %) демонстрировали новички, т. е. операторы, работающие на машине всего несколько дней. В таблице 6.10 приведены результаты этих исследований.

Таблица 6.10 – Влияние квалификации оператора на коэффициент f_7

Производительность, %	Коэффициент f_7	Квалификация оператора
120	1,20	Высокая
114	1,14	Очень хорошая
110	1,10	Хорошая
105	1,05	Нормальная, плюс
100	1,00	Нормальная
95	0,95	Нормальная, минус
90	0,90	Удовлетворительная
85	0,85	Удовлетворительная, минус
75	0,75	Плохая

Организация работ на строительной площадке (коэффициент k_b).

Производительность экскаватора во многом зависит от организации работы. Например, снижение производительности возможно при неудачном выборе глубины или высоты забоя в карьере. При мелком забое ковш полностью не наполняется из-за недостаточного пути наполнения, при глубоком – увеличивается опасность обрушения, и поэтому экскаватор устанавливают подальше от места оптимальной установки. Кроме того, причиной снижения производительности может быть неудачный выбор места расположения самосвала.

Названные примеры не охватывают всего многообразия вариантов организации работы машин и механизмов на строительной площадке. Их учитывает коэффициент k_b , на величину которого влияют условия работы экскаватора на строительной площадке. В таблице 6.11 представлено влияние условий его работы на коэффициент k_b , установленное экспериментальным путём.

По мере увеличения срока эксплуатации экскаватора существенно снижается КПД его отдельных агрегатов, в первую очередь, гидросистемы, что сказывается на времени цикла рабочего процесса и, в конечном счете, на производительности экскаватора. В таблице 6.12 представлены данные по влиянию наработки машины на величину коэффициента f_8 . За единицу принята наработка новой машины, не превышающая 1000 мото-часов.

Таблица 6.11 – Влияние условий эксплуатации на коэффициент k_b

Условия работы	$K_{в,сред}$	$K_{в,мах}$
Оптимальные условия (разработка гравийного карьера, работа в отвал без ограничений объема строительной площадки и др.)	0,66	0,83
Наличие пространственных ограничений (отрывка больших траншей, малых выемок под фундаменты и др.); погрузка в транспорт	0,56	0,78
Работа в ограниченном пространстве (отрывка узких траншей и др.); заполнение грунтом траншей, работа в отвал	0,54	0,76
Планирование площадок, уборка почвы со сбором разрабатываемого материала в отвал	0,50	0,70
Наличие сильных помех (разработка траншей возле зданий со сбором материала в отвал и др.)	0,45	0,58
<i>Примечание</i> – $K_{в,сред}$ – среднее и $K_{в,мах}$ – наибольшие значения коэффициента $K_{в}$.		

Таблица 6.12 – Влияние наработки на коэффициент f_8

Наработка, мото-ч	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
f_8	1,0	0,89	0,83	0,81	0,80	0,78	0,75	0,64	0,61	0,57

Контрольные вопросы и задания к разделу 6

- 1 Привести классификационные признаки одноковшовых экскаваторов.
- 2 Какими сменными рабочими органами снабжают экскаваторы?
- 3 Конструктивные особенности механической и гидромеханической (с гидрообъемным и гидродинамическим компонентами) ходовых трансмиссий.
- 4 Эксплуатационные возможности экскаваторов с гибкой и гидравлической подвеской рабочих органов.
- 5 Основные виды сменного рабочего оборудования экскаваторов.
- 6 Какой параметр является количественной характеристикой устойчивости экскаваторов?
- 7 Конструктивные особенности механизма поворота полно- и неполноповоротных экскаваторов.
- 8 Какие экскаваторы выпускают белорусские предприятия?
- 9 Классификация быстродействующих соединительных устройств для замены рабочего оборудования экскаваторов.
- 10 По каким признакам классифицируют малогабаритные гидравлические экскаваторы?
- 11 Механизмы экскаваторов с гибкой подвеской (в порядке значимости).

12 Как оценить баланс мощности экскаватора с гибкой подвеской и проверить правильность его оценки?

13 Вакуумные экскаваторы: назначение, принцип действия, классификация, устройство.

14 Основные рекуперативные системы привода рабочего оборудования с аккумуляторами различного типа.

Задание 1. Рассчитать производительность экскаватора. Для этого следует:

1) изучить конструкцию и устройство заданного преподавателем типа одноковшового экскаватора;

2) с учетом выбранного типа экскаватора и заданных преподавателем характеристик рассчитать эксплуатационную производительность гидравлического экскаватора по формулам (6.38) и (6.42);

3) сопоставить полученные результаты и объяснить различия в полученных значениях.

Задание 2. Рассчитать мощность силовой установки гидравлического экскаватора. Для этого следует:

1) в соответствии с заданными преподавателем характеристиками рассчитать мощность силовой установки экскаватора:

а) по эмпирической формуле (6.12), связывающей мощность с массой экскаватора;

б) по максимальному моменту копания M_{\max} на оси поворота ковша при копании поворотом ковша и поворотом рукояти по формуле (6.1);

в) по усилиям в гидроцилиндрах рабочего оборудования и скоростям перемещения их штоков по формуле (6.17);

2) сопоставить результаты и сделать выводы по полученным значениям.

Задание 3. Рассчитать мощность силовой установки экскаватора с гибкой подвеской. Для этого следует:

1) изучить конструкцию и устройство заданного преподавателем типа одноковшового экскаватора;

2) в соответствии с заданными преподавателем характеристиками рассчитать мощность силовой установки экскаватора:

а) по эмпирической зависимости, связывающей мощность силовой установки с вместимостью ковша и ходовой системой;

б) по суммарной мощности механизма подъема ковша и механизма его напора по формулам (6.26) и (6.34);

3) сопоставить полученные результаты и сделать выводы.

7 ПОГРУЗЧИКИ

Цель раздела – изучение конструкции погрузчиков с различным рабочим оборудованием и определение их основных параметров, включая производительность.

Погрузчики – это самоходные машины, предназначенные для выполнения погрузочно-разгрузочных работ с различными видами грузов, материалов и грунтов, их перемещения в пределах строительной площадки на расстояние до 150 м, землеройно-погрузочных и вспомогательных работ.

Классификация и назначение. Погрузчики классифицируют по следующим основным признакам:

- 1) *по назначению* – для сыпучих материалов и штучных (кусовых, пакетированных, длинномерных и др.) грузов;
- 2) *по типу рабочего органа* – одноковшовые, многоковшовые и вилочные;
- 3) *типу ходовой системы* – пневмоколесные и гусеничные;
- 4) *по режиму работы* – циклического и непрерывного действия.

Одноковшовые погрузчики являются универсальными машинами, которые используют для всех перечисленных материалов и грузов благодаря широкому спектру сменных рабочих органов.

Многоковшовые погрузчики относятся к специализированным машинам и применяются для ведения непрерывного рабочего процесса.

Вилочные погрузчики являются специализированными машинами циклического действия, предназначенными для перемещения, перегрузки и штабелирования штучных и пакетированных грузов в пределах площадки с твердым покрытием.

7.1 Одноковшовые погрузчики

Одноковшовый погрузчик представляет собой самоходную машину, оснащенную навесным рабочим оборудованием в виде стрелы и ковша, а также системой их управления.

Рабочий цикл погрузчика с ковшом включает следующие операции:

- опускание ковша;
- перемещение машины к месту набора материала;

- внедрение ковша в материал напорным усилием погрузчика;
- подъем ковша;
- транспортирование к месту разгрузки;
- разгрузка ковша (в зависимости от конструкции машины);
- возвращение погрузчика на исходную позицию.

Одноковшовые погрузчики разделяют по следующим признакам:

1) *по грузоподъемности* (t) – малой (до 0,5), легкой (0,5–2,0), средней (2,0–4,0), тяжелой (4,0–10,0) и большегрузные (более 10,0);

2) *по способу разгрузки* – с передней (фронтальные), боковой (полуповоротные), задней (перекидные) и комбинированной;

3) *по типу ходового устройства* – гусеничные (на базе серийных гусеничных тракторов) и пневмоколесные (на базе серийных колесных тракторов и специальных самоходных колесных шасси);

4) *по типу рычажной системы рабочего оборудования* – с Z-образной (перекрестной), H-образной (параллелограммной) и смешанной;

5) *по типу трансмиссии* – с механической и гидромеханической (с гидробъемным и гидродинамическим компонентами);

6) *по способу поворота* – с изломом шарнирно-сочлененной рамы, поворотом колес, бортовым поворотом, комбинированной системой бортового поворота и поворота управляемых колес.

Подавляющее большинство одноковшовых погрузчиков имеет переднее расположение погрузочного оборудования. Их разгрузка зависит от конструктивного исполнения погрузочного оборудования. В полуповоротных погрузчиках – боковая разгрузка ковша (по отношению к направлению разработки материала), в перекидных – задняя, во фронтальных – передняя, а в комбинированных – как задняя, так и передняя разгрузки. Наибольшее распространение получили пневмоколесные фронтальные погрузчики с вместимостью основного ковша от 0,25 до 2,0 м³ и с мощностью силовой установки 30–100 кВт.

Погрузчики на базе серийных колесных тракторов оснащены передней навеской на трактор в виде фронтального погрузочного ковша. Примером могут служить погрузчики Амкодор-134 и 134-01, которые имеют в качестве базового трактор Беларус-82П. Их грузоподъемность составляет 1000 кг при ширине основного ковша 2,0 м и вместимости 0,54 м³. Высота разгрузки ковша с фронтальным погрузочным оборудованием достигает 3,2 м. Такие погрузчики с наибольшей эффективностью используют для малообъемных погрузочно-разгрузочных работ, для подготовительных и основных земляных работ с грунтами I и II категории и др.

На рисунке 7.1 представлена конструктивная схема погрузчика на базе трактора Беларус-82П. Грузочное оборудование состоит из ковша 1, устройства 2 для смены рабочих органов, стрелы 3, двух тяг 7, связывающих рабочее оборудование с рамой 8 базового трактора, а также двух пар гидроцилиндров 4 и 5, обеспечивающих управление положением ковша и стрелы.

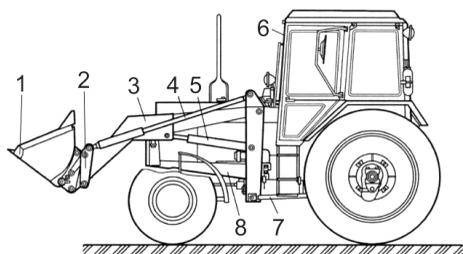


Рисунок 7.1 – Одноковшовый погрузчик на базе колесного трактора:
 1 – погрузочный ковш;
 2 – устройство для смены рабочих органов; 3 – стрела;
 4 – гидроцилиндр управления ковшом;
 5 – гидроцилиндр управления стрелой;
 6 – базовый трактор;
 7 – тяга; 8 – несущая рама

Значительно большими технологическими возможностями располагают погрузчики на специально сконструированных шасси (рисунок 7.2). Рабочим оборудованием в виде ковша 2, соединенного с рамой 7 шасси рычажным механизмом, управляют при помощи гидроцилиндра подъема-опускания стрелы 1 и гидроцилиндра опрокидывания ковша 6. Рычажный механизм состоит из стрелы 5, кулисы 4 и тяги 2. В зависимости от вида работ и типоразмера машины используют два вида рычажных механизмов: во-первых, Z-образный (рисунок 7.3, а), который обеспечивает увеличенное усилие отрыва грунта при копании; во-вторых, H-образный (рисунок 7.3, б), который отличается увеличенным углом запрокидывания и опрокидывания ковша, что обеспечивает его максимальное заполнение при наборе материала.

В основном используют Z-образную рычажную систему рабочего оборудования. Ведущие производители погрузчиков («Bobcat», «John Deere», «Caterpillar», «Komatsu» и др.) оснащают некоторые модели модифицированной подъемной рычажно-звеньевой системой, обеспечивающей перемещение ковша вверх по вертикальной линии, а не по дуге (как у погрузчиков с традиционным оборудованием). В результате у погрузчика увеличиваются вылет и высота подъема, что позволяет загружать автомобили с высокими бортами или укладывать груз на поддонах на большую высоту.

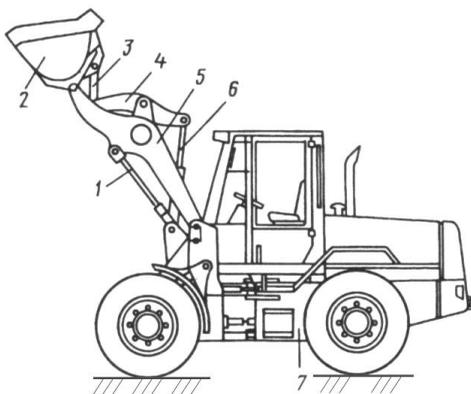


Рисунок 7.2 – Фронтальный одноковшовый погрузчик на специализированном шасси:
 1 – гидроцилиндр управления стрелой; 2 – ковш; 3 – тяга; 4 – кулиса; 5 – стрела; 6 – гидроцилиндр опрокидывания ковша; 7 – рама

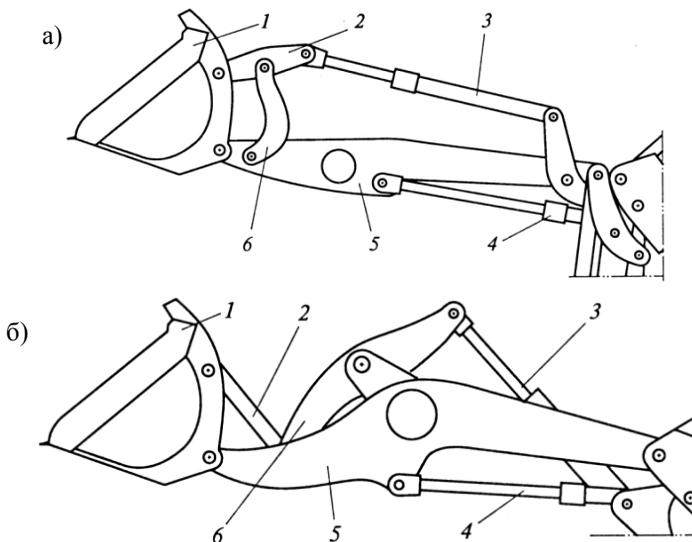


Рисунок 7.3 – Схемы рычажных механизмов рабочего оборудования:

а – Z-образного; *б* – H-образного;

1 – ковш; 2 – тяга; 3 – гидроцилиндр опрокидывания ковша;

4 – гидроцилиндр управления положением стрелы; 5 – стрела; 6 – кулиса

Рабочий процесс погрузчика включает частые перемещения на небольшие расстояния, остановки и развороты, поэтому способ поворота влияет на маневренность погрузчика и, как следствие, на его производительность. Поворот управляемыми передними колесами осуществляют, как правило, на серийных пневмоколесных тракторах. Бортовой поворот производят на колесных погрузчиках за счет противохода колес правого и левого бортов, на гусеничных – за счет противохода гусениц.

В большинстве моделей погрузчиков поворот достигается изломом шарнирно-сочлененной рамы, т. е. изменением положения одной полурамы относительно другой. Такая рама состоит из двух частей, соединенных шарниром с вертикальной осью. На передней раме установлены рабочее оборудование с гидросистемой управления и передний мост, на задней – силовая установка, трансмиссия, задний мост и кабина оператора. Изменение относительного положения передней и задней рам обеспечивает пара гидроцилиндров, управляемых рулевой системой следящего типа; величина угла поворота составляет $\pm 40^\circ$.

У гусеничных погрузчиков рабочее оборудование крепится к раме базового трактора.

Рабочее оборудование фронтальных погрузчиков. Широкий спектр основных и сменных рабочих органов (более 30 наименований) существенно расширяет технологические возможности фронтальных погрузчиков. Их оснащают:

1) ковшами с прямой режущей кромкой без зубьев для перегрузки грунтов с насыпной плотностью от 1,4 до 1,8 т/м³;

2) скальными ковшами повышенной прочности с прямой или овальной (*U*-образной) режущей кромкой с зубьями (и без них) для перегрузки гранитного щебня и других твердых пород;

3) ковшами увеличенной в 1,5–2,5 раза вместимости с решетчатыми козырьками для перегрузки легких материалов, в том числе угля, торфа, снега, древесной щепы и др.;

4) двухчелюстными ковшами, оснащенными дополнительными гидроцилиндрами, для черпания, разравнивания и планирования грунтов, захвата штучных грузов и др.;

5) вилочными захватами с грейферными челюстями и без них для перегрузки длинномерных, штучных, крупнокусковых и других грузов;

6) грузоподъемным оборудованием в виде моноблочных и раздвижных крановых стрел.

На рисунке 7.4 представлены некоторые виды сменного рабочего оборудования. Как правило, погрузчики оснащают быстродействующими монтажными устройствами в виде гидрозхватов, которые обеспечивают быструю (за 1–2 минуты) смену рабочего оборудования. Устройство устанавливается на консоли стрелы между стрелой и сменным рабочим органом и имеет гидравлическое управление из кабины оператора машины.

Основным рабочим органом фронтальных одноковшовых погрузчиков является ковш с прямой режущей кромкой, предназначенный для погрузки и разработки сыпучих и кусковых материалов. С его помощью можно также выполнять земляные работы: послойно разрабатывать грунты I–III категорий с погрузкой в транспортное средство или отсыпкой в отвал.

Стандартный ковш (рисунок 7.5) представляет собой сварной короб, состоящий из днища 2 и задней стенки, изготовленных из одного стального листа, и двух плоских боковых стенок 1, которые усилены износостойкими накладками. Задняя стенка также усилена коробками жесткости 4, к ней приварены кронштейны с проушинами для крепления ковша к стреле и тягам. Днище усилено износостойкими (приваренными к нему) пластинами. Ковш может комплектоваться сменной двухсторонней режущей кромкой из износостойких сплавов и оснащаться зубьями 6 со сменными ножами 5. Так называемый режущий контур образуют боковые стенки 1 и режущая кромка днища 2.

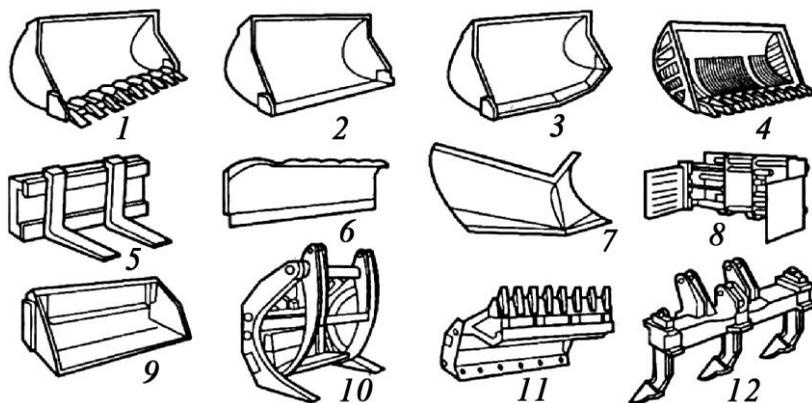


Рисунок 7.4 – Сменные рабочие органы и дополнительное оборудование одноковшовых погрузчиков:

1 – ковш для скальных пород с зубьями; 2 – ковш с прямолинейной режущей кромкой; 3 – ковш с U-образной режущей кромкой; 4 – скелетный ковш с зубьями; 5 – грузовые вилы; 6 – бульдозерный отвал; 7 – плужный снегоочиститель; 8 – захват для пакетов; 9 – ковш с дополнительной разгрузкой; 10 – захват для длиномерных грузов; 11 – двухчелостной ковш; 12 – рыхлитель

Главным параметром одноковшового погрузчика является его номинальная грузоподъемность, т. е. предельно допустимая сила тяжести груза в основном ковше. Кроме того, его эксплуатационные свойства характеризуются силой тяжести машины и номинальным объемом основного ковша, напорным отрывным и подъемным усилиями, высотой разгрузки и радиусом поворота.

Имеются эмпирические зависимости между силой тяжести погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой и его эксплуатационными показателями – высотой выгрузки, радиусом поворота $r_{\text{пов}}$ и отрывным усилием:

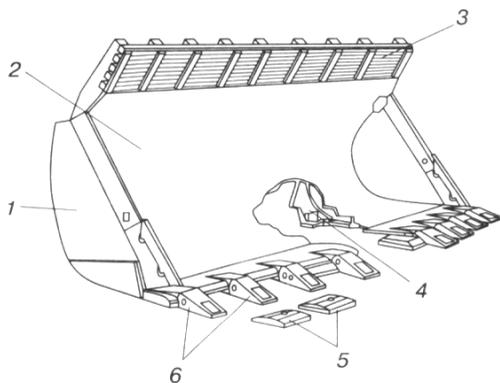


Рисунок 7.5 – Ковш погрузчика:

1 – боковая стенка с накладкой; 2 – днище с задней стенкой; 3 – козырек; 4 – коробка жесткости; 5 – сменные ножи; 6 – зубья

$$h_{\text{выгр}} = -0,8 \cdot 10^{-9} G_{\text{п}}^2 + 0,034 G_{\text{п}} + 2392,4, \quad (7.1)$$

$$r_{\text{пов}} = 261,4 G_{\text{п}}^{0,3275}, \quad (7.2)$$

$$q_{\text{отр}} = 0,015 G_{\text{п}}^{0,9458}, \quad (7.3)$$

где $h_{\text{выгр}}$ – высота выгрузки, мм;

$G_{\text{п}}$ – сила тяжести погрузчика, кг;

$r_{\text{пов}}$ – радиус поворота, мм;

$q_{\text{отр}}$ – сила отрыва, кН.

Колесные погрузчики превалируют в продукции ведущих производителей этих машин. Шасси серийных колесных тракторов используют для погрузчиков малой и легкой грузоподъемности, более тяжелые погрузчики базируются на специальных самоходных колесных шасси. Специальные шасси имеют наиболее рациональную компоновку основных агрегатов и узлов, поскольку их конструируют специально для работы с погрузочным оборудованием.

Трансмиссии. Пневмоколесные погрузчики оснащают механическими, гидромеханическими (с гидрообъемным и гидродинамическим компонентами) ходовыми трансмиссиями.

Гидромеханическая трансмиссия с гидродинамическим компонентом содержит гидротрансформатор и коробку переключения передач под нагрузкой. Ее комплектуют двумя унифицированными ведущими мостами, дифференциалами, осевыми или бортовыми редукторами, а также многодисковыми (осевыми или бортовыми) маслопогружными тормозами.

На рисунке 7.6 представлена типичная кинематическая схема колесного погрузчика с жесткой рамой, трансмиссия которого содержит гидротрансформатор. От дизельного двигателя 1 через редуктор отбора мощности 2 и карданный вал 3 крутящий момент передается на гидротрансформатор 4 и далее на коробку передач 5. Кроме того, редуктор приводит в действие гидронасос рабочего оборудования 12 и рулевого управления 9. В данной схеме коробка передач 5 представляет собой многоступенчатый цилиндрический редуктор, который имеет переключение передач с помощью фрикционных многодисковых муфт с гидравлическим управлением. От коробки передач крутящий момент передается двумя карданными валами 3 на передний 7 и задний 11 ведущие мосты. Ведущий мост 7 состоит из главной передачи с дифференциалом 6, полуосей и двух конечных передач – ступичных планетарных редукторов 8. На ступицах мостов устанавливают колеса 10 с пневматическими шинами.

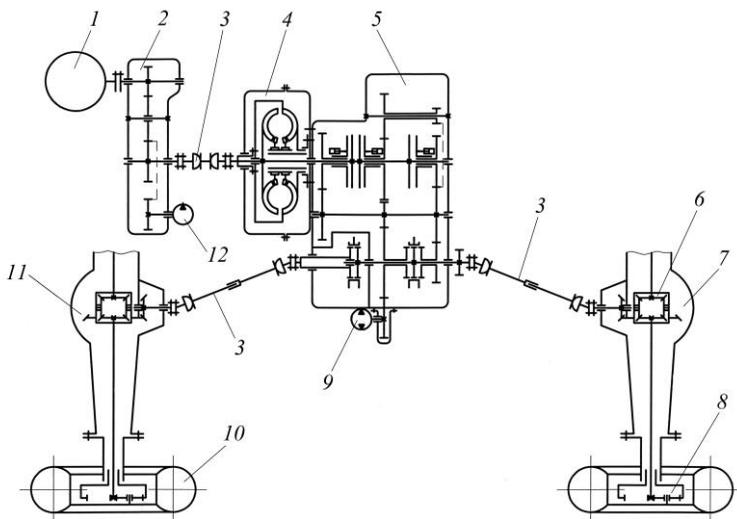


Рисунок 7.6 – Кинематическая схема колесного погрузчика:

1 – двигатель; 2 – редуктор отбора мощности; 3 – карданные валы; 4 – гидротрансформатор; 5 – коробка передач; 6 – главная передача; 7, 11 – ведущие мосты; 8 – ступичный планетарный редуктор; 9 – гидронасос рулевого управления; 10 – колесо; 12 – гидронасос рабочего оборудования

Гидромеханическая трансмиссия с гидрообъемным компонентом обеспечивает увеличение КПД за счет замены гидротрансформатора гидронасосом и гидромотором, которые устанавливают между двигателем внутреннего сгорания и коробкой передач. Такая замена способствует реализации оптимального режима работы двигателя при переменных нагрузках и, как следствие, снижению удельного расхода топлива.

На рисунке 7.7 представлена кинематическая схема фронтального погрузчика с бортовым поворотом колес, для привода хода которого использован объемный гидропривод. Колеса левого 6 и правого 10 бортов машины попарно приводят от двух отдельных гидромоторов 4 и 8 через бортовые редукторы 5 и 7. В свою очередь гидромоторы получают вращение от двигателя 1 через насосы 3 и 9. Помимо упомянутых насосов в гидросистеме погрузчика имеется насос для привода рабочего оборудования.

В нашей стране широкую гамму одноковшовых фронтальных и универсальных погрузчиков выпускает компания «Амкорд». Их грузоподъемность варьируется в пределах от 2,7 до 7,0 т, вместимость основного ковша составляет 1,5–3,8 м³. Максимальная высота разгрузки достигает 3,7 м, что соответствует высоте вагонов. Мощность погрузчиков находится в интервале от 90 до 190 кВт. Модели различаются габаритами и эксплуатационной массой (в пределах от 10 до 20 т).

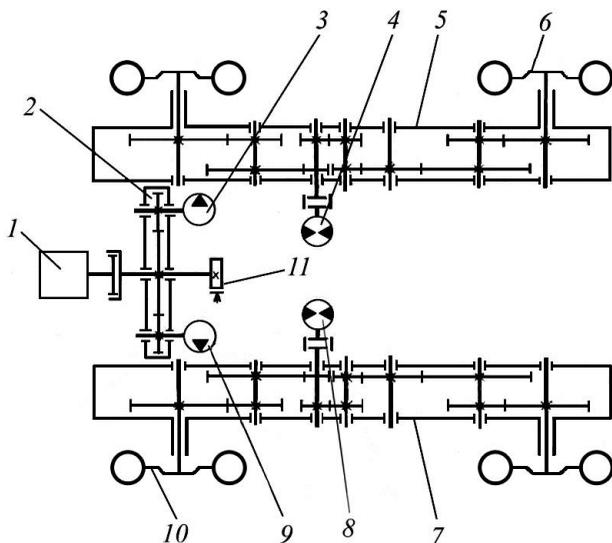


Рисунок 7.7– Кинематическая схема колесного погрузчика с бортовым поворотом:
 1 – двигатель; 2 – раздаточный редуктор; 3, 9 – насосы; 4, 8 – гидромоторы;
 5, 7 – бортовые редукторы; 6, 10 – колеса, 11 – тормоз

Их основные агрегаты (двигатели, коробки передач, ведущие мосты, рулевое управление, элементы гидросистемы, кабины оператора) и рабочее оборудование максимально унифицированы. Погрузочное оборудование имеет Z-образный рычажный механизм с одним гидроцилиндром поворота ковша. Кинематика рабочего оборудования обеспечивает автоматический возврат разгруженного на максимальной высоте ковша в положение копания.

Отечественные погрузчики также оснащают шарнирно-сочлененными рамами, которые способствуют обеспечению высокой производительности, универсальности и маневренности, простоты управления и надежности в эксплуатации. Как и погрузчики других ведущих производителей, они базируются на специальных двухосных шасси, имеющих гидромеханическую трансмиссию с двумя ведущими унифицированными мостами с самоблокирующимися дифференциалами. Шасси снабжают одинарными большегрузными широкопрофильными шинами низкого давления с протекторами повышенной проходимости.

Примером единого объемно-пространственного решения конструкции погрузчиков могут служить модели фронтального Амкодор-352 и универсального Амкодор-352С погрузчиков, схемы которых представлены на рисунке 7.8.

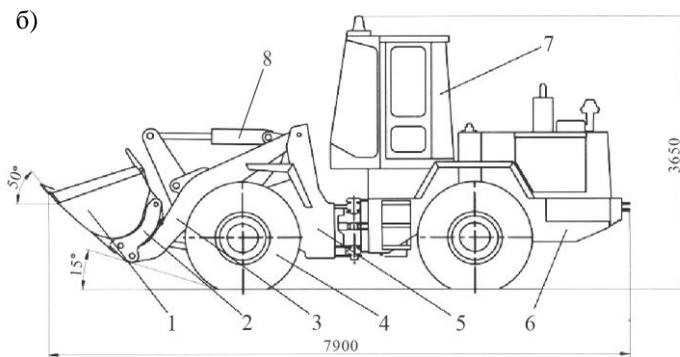
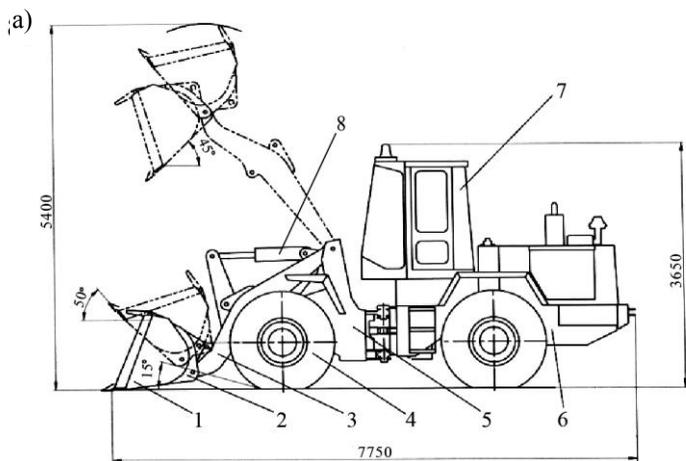


Рисунок 7.8 – Фронтальный модели Амкодор-352 (а) и универсальной модели Амкодор-352С (б) погрузчики:

1 – ковш; 2 – кронштейн крепления рабочих органов; 3 – стрела; 4 – колесо; 5 – передняя полурама; 6 – задняя полурама; 7 – кабина, 8 – гидроцилиндр управления стрелой

Как уже было отмечено, они имеют самоходное пневмокошесное двухосное шасси с шарнирно сочлененной рамой, состоящей из двух полурам, угол поворота у которых в плане может составлять $\pm 40^\circ$. На передней полураме смонтировано погрузочное оборудование и жестко закрепленный передний мост, на задней – силовая установка, гидромеханическая трансмиссия с гидродинамическим компонентом, задний мост на балансирующей раме и кабина оператора. Задний мост может качаться относи-

тельно продольной оси погрузчика, что обеспечивает высокие тягово-сцепные качества машины. Рабочее оборудование погрузчика включает ковш, рычажную систему Z-образного типа и гидрообъемную систему привода. Гидросистема обеспечивает управление стрелой и ковшом при выполнении рабочих операций и включает в себя регулируемый гидронасос, распределитель, гидроцилиндры поворота ковша и подъема-опускания стрелы. Управление погрузчиком ведется из кабины оператора. Гидромеханическая трансмиссия базового шасси погрузчика включает гидротрансформатор, коробку передач, редуктор отбора мощности, карданные валы, передний и задний унифицированные ведущие мосты. Редуктор отбора мощности обеспечивает передачу вращающего момента от двигателя к коробке передач и независимый привод гидронасосов рабочего оборудования и рулевого управления. Рулевое управление погрузчика со следящей гидравлической обратной связью включает гидравлический руль и два гидроцилиндра, с помощью которых происходит поворот полурам относительно друг друга.

Система управления. Типичная гидросхема фронтального погрузчика представлена на рисунке 7.9. Гидросистема состоит из баков 8 с рабочей жидкостью, насосов 9 и 10, распределителей 3, двух гидроцилиндров 4 поворота ковша, двух гидроцилиндров подъема-опускания стрелы, фильтров 7 и другого гидрооборудования. Насос 9 управления рабочим оборудованием, установленный на валу редуктора отбора мощности машины, подает рабочую жидкость к блоку гидрораспределителей 3, которые направляют ее поток к исполнительным гидроцилиндрам управления положением ковша 4 и стрелы 5. Как было отмечено, рулевое управление включает гидравлический руль 2 и два гидроцилиндра 1. Поворот рулевого колеса 2 через рулевую колонку и редуктор передается на гидрораспределитель 11 и далее на гидроцилиндры 1, которые обеспечивают поворот одной полурамы относительно другой. Упомянутая следящая система характерна наличием обратной связи между положением штоков гидроцилиндров и положением рулевого колеса.

Между штоковыми полостями гидроцилиндров и сливным трубопроводом установлены обратные клапаны, обеспечивающие подпитку этих полостей из сливного трубопровода при опускании стрелы и разгрузке ковша. На напорном и сливном трубопроводах установлены манометры, контролирующиеся соответственно давлением в гидросистеме и степенью загрязнения фильтра.

Кабина с регулируемым креслом оператора защищена от шума и вибрации. Балочный каркас соответствует требованиям безопасности и оборудован системами ROPS (защиты оператора при опрокидывания маши-

ны), FOPS (защиты оператора от падающих предметов). Кабина оснащена бортовым компьютером и многофункциональными органами управления.

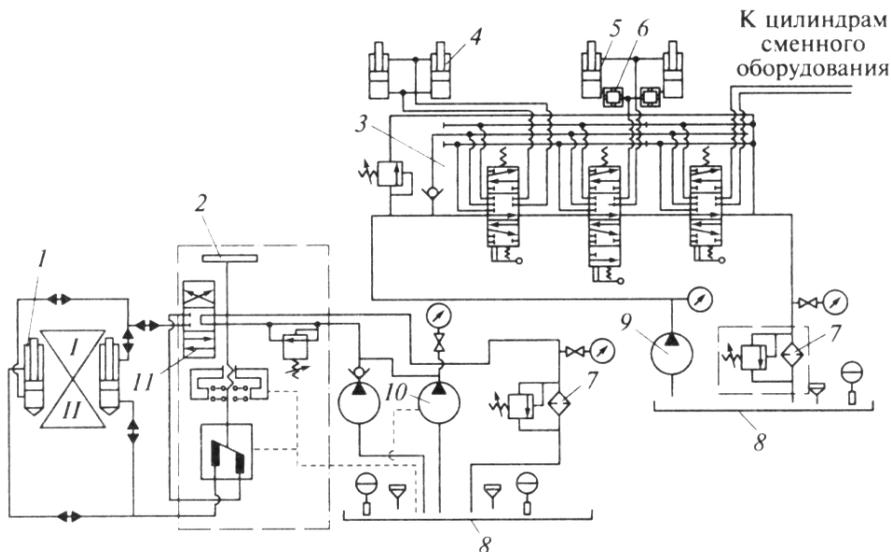


Рисунок 7.9 – Принципиальная гидросхема фронтального погрузчика:

I – передняя полурама; II – задняя полурама;

- 1 – гидроцилиндр поворота машины; 2 – рулевое колесо; 3 – блок распределителей;
 4 – гидроцилиндр поворота ковша; 5 – гидроцилиндр подъема-опускания стрелы; 6 – гидрозамок;
 7 – фильтры; 8 – бак с рабочей жидкостью; 9, 10 – гидронасосы; 11 – гидрораспределитель

Технические характеристики ряда одноковшовых фронтальных и универсальных колесных погрузчиков ОАО «Амкорд» приведены в таблицах 7.1 и 7.2. Все они имеют полноприводное четырехколесное шасси с шарнирно сочлененной рамой и гидромеханической трансмиссией. Отдельные модели одной грузоподъемности могут иметь различные комплектующие узлы и механизмы, их оснащают двигателями внутреннего сгорания отечественного и импортного производства, тормозными системами различного типа, как многодисковыми с гидроприводом, так и барабанными с пневмоприводом. Погрузчики могут быть оборудованы ведущими мостами, гидромеханической трансмиссией с объемным компонентом и гидрооборудованием различных производителей. Они имеют широкий набор сменных рабочих органов, которые обеспечивают высокую производительность при работе с различными по форме, плотности, структуре и фракционному составу материалами и грузами.

В Беларуси, помимо ОАО «Амкордор», одноковшовые фронтальные колесные погрузчики выпускают несколько предприятий, в их числе ЗАО «Амкордор–Пинск» и ОАО «Пинский завод средств малой механизации» (ОАО «СММ»), Могилевский автомобильный завод («МоАЗ») и Белорусский автомобильный завод («БелАЗ»). Погрузчики ЗАО «Амкордор–Пинск» представлены в таблице 7.1 (модели Амкордор-371А-01 и Амкордор-371А). ОАО «СММ» выпускает экскаваторы-погрузчики (модели ЭО-2626) на базе трактора МТЗ-92П с основным погрузочным ковшом вместимостью $0,8 \text{ м}^3$ при ширине режущей кромки $2,0 \text{ м}$, а также другие модели, отличающиеся параметрами экскаваторного оборудования. «МоАЗ» производит одноковшовые фронтальные погрузчики (модели МоАЗ-4048.4) грузоподъемностью $7,5 \text{ т}$ со сменными ковшами вместимостью $3,7$; $5,0$ и $6,5 \text{ м}^3$. Рама погрузчика шарнирно-сочлененная, трансмиссия гидромеханическая.

ПО «БелАЗ» выпускает фронтальные погрузчики (модели БелАЗ-7822) грузоподъемностью 10 т (рисунок 7.10).

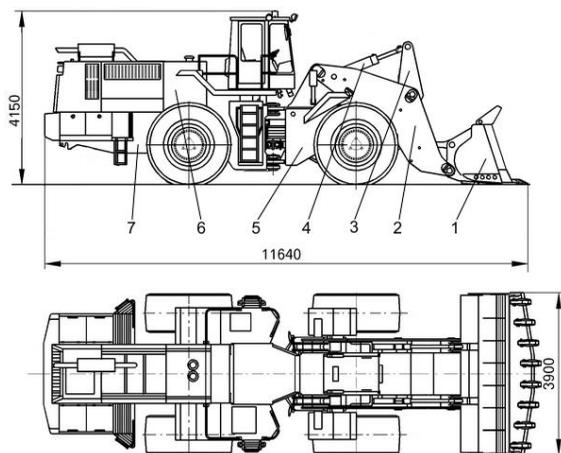


Рисунок 7.10 – Фронтальный погрузчик модели БелАЗ-7822:

- 1 – ковш; 2 – стрела; 3 – тяга;
- 4 – гидроцилиндр управления стрелой; 5 – передняя полурама; 6 – силовая установка;
- 7 – задняя полурама

гидротрансформатором, два ведущих моста, которые состоят из главной передачи с дифференциалом и планетарных бортовых редукторов.

Этот погрузчик, имеющий классическую шарнирно сочлененную раму, используют для перегрузки сыпучих и кусковых материалов в карьерные самосвалы и железнодорожные полувагоны грузоподъемностью $30\text{--}55 \text{ т}$. Поэтому высота разгрузки ковша достигает $4,05 \text{ м}$ при вылете кромки ковша $1,95 \text{ м}$. Ковш вместимостью 6 м^3 при ширине режущей кромки $3,9 \text{ м}$ снабжают Z-образным рычажным механизмом. Машину комплектуют двигателями мощностью 312 и 360 кВт . Трансмиссия включает коробку отбора мощности, коробку передач с

Таблица 7.1 – Технические характеристики фронтальных одноковшовых колесных погрузчиков

Параметр	Модель							
	Амкодор-325-01	Амкодор-333А-01	Амкодор-342В-01	Амкодор-332А	Амкодор-342В	Амкодор-352	Амкодор-371А-01	Амкодор-371А
Гп, кг	2500	2600	3300	3400	4000	5000	6000	7000
q_k , м ³	1,4	1,5	1,9	1,9	2,3	2,6	3,4	3,8
Вырывное усилие, кН	60	90	100	105	120	149	170	172
P , кг	5000	5200	6600	6800	8000	10000	12000	14600
B , м	2,50	2,50	2,58	2,50	2,55	2,55	3,09	3,25
H , м	2,75	3,25	3,50	2,80	3,07	3,05	3,70	3,15
Вылет, м	0,85	1,15	1,23	0,90	1,03	1,10	1,45	1,35
Двигатель	Д-245	А-01МКСИ	Д-260.1	А-01МКСИ	Д-260.1	Д-260.9	ЯМЗ-7601	ЯМЗ-7601
Мощность, кВт	73,5	95,0	109,0	95	109	132	210	210
$v_{тр}$, км/ч	25,0	36,5	36,0	35,0	36,0	39,0	30,0	30,0
Рулевое управление	Шарнирно сочлененная рама с гидравлическим приводом и гидравлической обратной связью							
Радиус поворота, м	5,6	5,8	6,2	5,6	5,95	6,3	7,48	7,13
Габариты, мм:								
длина	6500	7300	7100	7100	7240	7900	8170	7240
ширина	2500	2500	2500	2500	2650	2650	3090	2650
высота	3550	3400	3400	3400	3450	3450	3815	3450
m , кг	9000	11100	11900	10800	11700	13500	21750	21350
<p>Примечание – Гп – грузоподъемность; q_k – вместимость основного ковша; P – статическая опрокидывающая нагрузка в сложенном положении ($\pm 40^\circ$); B – ширина режущей кромки ковша; H – высота разгрузки; $v_{тр}$ – транспортная скорость; m – эксплуатационная масса машины.</p>								

Таблица 7.2 – Технические характеристики универсальных одноковшовых погрузчиков

Параметр	Модель				
	Амкодор-320	Амкодор-332 С4	Амкодор-333С	Амкодор-342С4	Амкодор-343С
Гп, кг	2000	3400	3400	3800	3800
q_k, M^3	1,15	1,9	1,9	2,3	2,3
$P_{\text{выр}}, \text{кН}$	40	100	100	115	115
$P_{\text{оп}}, \text{кг}$	3600	6800	6800	7600	7600
$B, \text{м}$	2,00	2,50	2,50	2,55	2,55
$H, \text{м}$	2,55	2,74	2,74	3,03	3,03
Вылет, м	0,80	1,05	1,05	1,30	1,30
Двигатель	Д-245.43S2	Д-260.2	А-01МКСИ	Д-260.1	А-01МКСИ
Мощность, кВт	62,0	90,4	95,0	109,0	95,0
$v_{\text{тр}}, \text{км/ч}$	28,0	35,8	35,0	36,0	35,0
Рулевое управление	Шарнирно сочлененная рама с гидравлическим приводом и гидравлической обратной связью				
$R_{\text{пов}}, \text{м}$	4,7	5,7	5,7	6,1	6,1
Трансмиссия	Гидромеханическая				
$m, \text{кг}$	5500	10400	11100	12100	12200

Примечание – Гп – грузоподъемность; q_k – вместимость основного ковша; $P_{\text{выр}}$ – вырывное усилие; $P_{\text{оп}}$ – статическая опрокидывающая нагрузка в сложенном положении ($\pm 40^\circ$); B – ширина режущей кромки ковша; H – высота разгрузки; $v_{\text{тр}}$ – транспортная скорость; $R_{\text{пов}}$ – радиус поворота; m – эксплуатационная масса машины.

7.2 Телескопические погрузчики

Телескопический погрузчик-манипулятор – это самоходная машина, оснащенная навесным рабочим оборудованием в виде телескопической стрелы, шарнирно закрепленной над задним мостом машины, а также системой его управления.

Телескопические одноковшовые погрузчики классифицируют по следующим признакам:

- 1) *по типу телескопической стрелы* – с двух- и трехсекционной;
- 2) *по типу рамы* – с моноблочной и шарнирно сочлененной;
- 3) *по типу трансмиссии* – с гидромеханической с гидрообъемным и гидродинамическим компонентами;
- 4) *по способу поворота* – изломом шарнирно сочлененной рамы, поворотом колес, бортовым поворотом, комбинированной системой бортового поворота и поворота управляемых колес;
- 5) *по числу управляемых мостов* – с двумя, одним передним и одним задним;
- 6) *по наличию выносных опор* – с аутригерами и без них.

Наличие двух- или трехсекционной телескопической стрелы взамен моноблочной стрелы фронтальных погрузчиков отличает телескопические погрузчики-манипуляторы от других видов погрузчиков. Такая стрела обеспечивает большую (до 5–20 м) высоту подъема грузов.

Помимо этого, погрузчики-манипуляторы сохраняют основные достоинства подобных машин, а именно – маневренность и универсальность. Поэтому их широко используют на погрузочно-разгрузочных, подъемно-транспортных, строительно-монтажных и ремонтно-восстановительных работах. Они способны совмещать возможности фронтального одноковшового погрузчика, вилочного автопогрузчика и стрелового самоходного крана.

Основные технологические возможности телескопических погрузчиков обусловлены их конструктивными особенностями и наличием широкой гаммы сменных рабочих органов, быстродействующими монтажными гидророзахватами и дополнительными гидроконттурами с быстроразъемными муфтами для привода дополнительных рабочих органов. Смену рабочих органов осуществляют с помощью быстродействующих устройств, установленных на оголовке стрелы и управляемых из кабины оператора.

Погрузчики оснащают ковшами различной конфигурации, вместимости и назначения, вилами, бульдозерным отвалом, бадьей для бетона, люлькой для выполнения строительно-монтажных работ на высоте и др. Соответственно, широкая номенклатура быстросъемных рабочих органов обеспечивает универсальность и многофункциональность машины.

В таблице 7.3 представлены основные типы телескопических погрузчиков марки ОАО «Амкодор», часть которых изготовлена и укомплектована в рамках международного сотрудничества. Поэтому параметры различных моделей, представляющих один тип погрузчиков, могут различаться.

Таблица 7.3 – Технические характеристики телескопических колесных погрузчиков

Параметр	Модель			
	Амкодор-527	Амкодор-525	Амкодор-535	Амкодор-540-105
Вместимость ковша, м ³	1,2	1,15	1,5	1,3
<i>B</i> , мм	2450	2450	2500	2500
Гп, кг	2500/1000	2200/1200	3500/1500	3500/1500
Высота разгрузки, м	4,4/6,3	3,5/4,5	4,3/5,9	4,6/9,9
Двигатель	Д-245	Д-245.391	Д-245	Д-245С2
Мощность, кВт	73,5	70,0	73,5	81,0
Колесная формула	4×4×2	4×4×2	4×4×4	4×4×4
Радиус поворота, м	6,2	5,5	4,7	8,5
Скорость, км/ч	20	20	24	30
Габариты, мм	6185×2450× ×2820	5675×2325× ×2950	6570×2320× 2800	–
Масса, кг	8400	7100	10400	11600
<i>Примечание – В – ширина ковша; Гп – грузоподъемность (стрела втянута/выдвинута).</i>				

Погрузчики оснащают шарнирно сочлененными или моноблочными неразрезными рамами (без шарнирного устройства), установленными на специальные двухосные пневмоколесные шасси. Шасси имеет, как правило, оба ведущих моста, колеса – шины повышенной проходимости; в зависимости от конструкции рамы и типоразмера машины все колеса или только задние делают управляемыми.

Моноблочная конструкция рамы обеспечивает повышенную устойчивость и проходимость машины, но осложняет маневрирование из-за сложности электрогидравлической системы управления и, соответственно, повышенных требований к квалификации оператора.

Управление рабочими операциями и передвижением погрузчика производят из кабины оператора.

На рисунке 7.11 представлена схема погрузчика-манипулятора модели Амкодор-527, который предназначен для механизации погрузочно-разгрузочных работ, а также для выполнения землеройных работ на грунтах

I и II категорий. Его оснащают телескопической стрелой, которая обеспечивает максимальную высоту разгрузки более 6,3 м, а грузоподъемность по основному ковшу составляет 3000 кг при втянутой и 1000 кг при выдвинутой стреле. Погрузчик комплектуют семью быстросменными рабочими органами, в числе которых ковши различной конфигурации (с захватами и без них, одно- и двухчелюстные), различные вилы, захваты и др. Быстросменное устройство, установленное на оголовке стрелы, обеспечивает замену пассивных рабочих насадок в течение 1–2 минут, не требуя выхода оператора из кабины. При работе с вилами максимальная высота погрузки составляет более 6,8 м при грузоподъемности 500 кг.

Погрузчик базируется на самоходном двухосном полноприводном шасси с моноблочной рамой. Трансмиссия погрузчика гидромеханическая с гидроробъемным компонентом (т. е. гидростатическая), рулевое управление осуществляют при помощи управляемого заднего моста с гидравлическим приводом и гидравлической обратной связью. Он имеет несколько модификаций (-01 и -02), которые оснащают комплектующими (в том числе передним и задним ведущими мостами) различных производителей.

Погрузчик имеет оптимальную компоновку узлов, которая обеспечивает необходимые грузоподъемность и производительность машины с минимальными эксплуатационными затратами, а также удобный доступ к агрегатам при проведении технического обслуживания. Дизайн кабины обеспечивает комфорт и безопасность работы оператора за счет большой площади остекления кабины, высокого уровня вибро- и шумоизоляции, а также системы защиты от перегрузок.

Гидроцилиндры подъема и выдвижения телескопической стрелы оборудованы гидрозамками, которые блокируют самопроизвольное опускание подъемного механизма.

В отличие от предыдущей модели погрузчик модели Амкордор-535 имеет гидромеханическую трансмиссию с гидродинамическим компонентом. Он также базируется на двухосном полноприводном колесном шасси с жесткой рамой. Два ведущих моста со всеми управляемыми колесами обеспечивают хорошую маневренность и проходимость машины в стесненных условиях. Возможность одновременного поворота передних и задних колес позволяет погрузчику передвигаться с минимальными радиусами поворота. Рулевое управление имеет гидравлический привод и обратную гидравлическую связь (см. рисунок 7.9). Каждый мост имеет многодисковые маслопогружные тормозные механизмы с индивидуальным гидравлическим приводом.

В Беларуси телескопические погрузчики (модели ПТ 3010) выпускает также ОАО «СММ». Их грузоподъемность составляет 3500 кг, высота подъема 9,9 м, вылет стрелы 7,4 м. В базовой комплектации имеется ковш вместимостью 1,6 м³ и грузовые вилы, а также сменное навесное оборудование (ковши и вилы различной конфигурации).

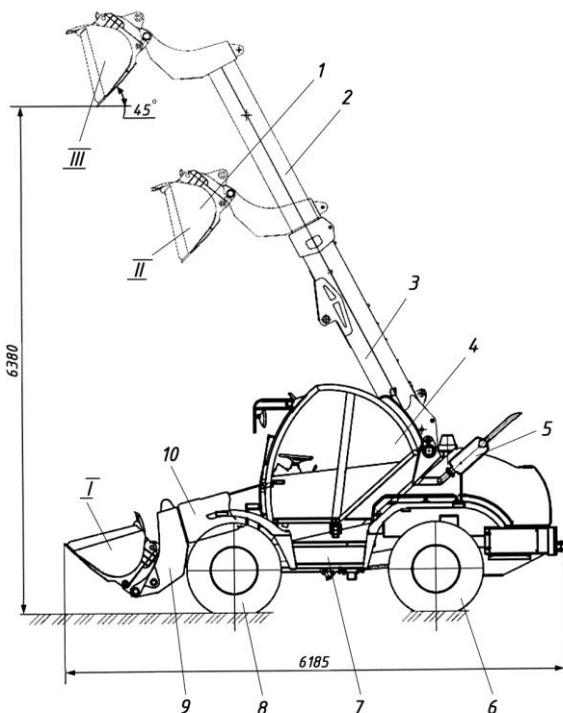


Рисунок 7.11 – Погрузчик с телескопической стрелой модели Амкодор-527:

- 1 – ковш; 2 – выдвижная секция стрелы; 3 – основная секция стрелы; 4 – кабина;
 5 – выхлопная труба; 6 – задний ведущий мост; 7 – моноблочная рама; 8 – передний ведущий мост; 9 – устройство для быстрой смены рабочих органов; 10 – оголовок стрелы;
 I – транспортное положение; II, III – рабочие положения

Ведущие производители строительной техники разрабатывают телескопические погрузчики, которые сочетают мобильность и маневренность с низкими удельными показателями энергоемкости и материалоемкости. Большую часть машин оснащают передними выносными опорами и компенсационным устройством, которое удерживает шасси в горизонтальной плоскости при работе на поперечных уклонах (с углами до 10°). Так, компания «Вобсат» выпускает модельный ряд машин, состоящий из телескопических погрузчиков, обладающих эксплуатационно-техническими характеристиками в широком диапазоне значений. Их максимальная грузоподъемность изменяется от 2,2 (модель Bobcat T2250) до 5 т (модель Bobcat TR 50210), а предельная высота подъема грузов – в интервале 5,25–20,50 м, т. е. погрузчики могут поднимать грузы на высоту, сопоставимую с высотой подъема стрелы самоходных кранов. Погрузчики оснащают шарнирно-

сочлененными или моноблочными рамами, установленными на специальные двухосные шасси с двумя (или одним) ведущими мостами.

7.3 Малогабаритные погрузчики

Эффективным средством механизации ручного труда являются малогабаритные (компактные или мини-) погрузчики, которые считаются универсальными, поскольку выполняют малообъемные погрузочно-разгрузочные, земляные, ремонтно-восстановительные и другие работы. Как правило, их используют на городских объектах при реконструкции и ремонте существующей инфраструктуры. Компактные погрузчики отличаются от других машин с погрузочным оборудованием компактностью и широкими возможностями маневрирования в особо стесненных условиях за счет особенностей привода и управления шасси.

Их целесообразно классифицировать по следующим признакам:

1) *по типу двигателя внутреннего сгорания* – с дизельным и карбюраторным;

2) *по виду ходового устройства* – пневмоколесные, гусеничные и комбинированные (гусеницы на колесах);

3) *по типу рамы колесного погрузчика* – с моноблочной и шарнирно-сочлененной;

4) *по способу поворота колесного погрузчика* – с бортовым поворотом, с поворотом управляемых колес переднего и заднего мостов, с комбинированной системой бортового поворота и поворота управляемых колес, а также изломом рамы (поворотом одной секции машины относительно другой);

5) *по типу компоновки рабочего оборудования* – с П-образной двухбалочной и Г-образной однобалочной стрелой.

Малогабаритные погрузчики представляют собой компактные самоходные машины с полноприводным четырехколесным или гусеничным шасси с набором быстросъемных сменных рабочих органов.

Их главным параметром является номинальная грузоподъемность. Малогабаритными погрузчиками считают машины, грузоподъемность которых не превышает 2500 кг. Их эксплуатационная масса варьируется в широких пределах и зависит от конкретного производителя, верхний предел составляет около 8 т, нижний – постоянно снижается и в настоящее время составляет около 0,3 т. Ведущие производители компактных погрузчиков, как правило, выпускают типоразмерные ряды машин, отличающиеся грузоподъемностью и другими параметрами. Например, американская фирма «Melroe» выпускает типоразмерный ряд машин, включающий 14 моделей, имеющих грузоподъемность от 270 до 1820 кг и массу от 816 до 6100 кг.

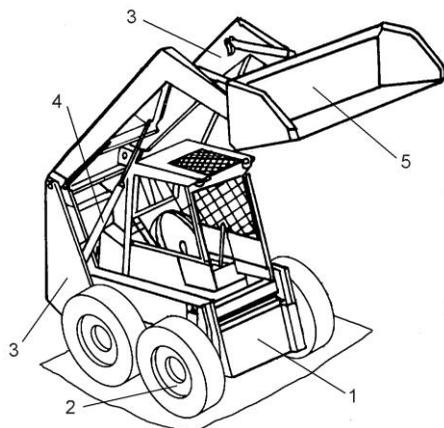
Моноблочные рамы используют в погрузчиках с бортовым поворотом колес вокруг центра тяжести машины. С увеличением грузоподъемности

возрастает число моделей погрузчиков, оснащенных шарнирно-сочлененной рамой. База погрузчиков имеет минимальные размеры, определяемые габаритами шин, при этом отношение колеи к базе составляет обычно 1,3–1,5.

В качестве силовых установок компактных погрузчиков используют как карбюраторные, так и дизельные двигатели, с жидкостным и воздушным охлаждением, двух- и четырехтактные, с количеством цилиндров от одного до четырех. Их мощность располагается в пределах 8–60 кВт, номинальная частота вращения составляет 2000–3600 об/мин. В ряде случаев машины оснащают двигателями на газовом топливе или электродвигателями. Предпочтение отдают дизельным двигателям.

Погрузчик снабжают двигателем внутреннего сгорания, рамой (жесткой цельной или шарнирно-сочлененной), гидрообъемной трансмиссией, бортовыми передачами, ходовой системой, тормозной системой с гидроприводом, рабочим оборудованием с гидроприводом, системой управления и др. Компонентные схемы малогабаритных погрузчиков обусловлены малыми размерами машин, необходимостью обеспечения тягово-сцепных характеристик и устойчивости к опрокидыванию, а также принятой схемой поворота. На рисунке 7.12 представлена типичная схема наиболее распространенного погрузчика с бортовым поворотом, оснащенного погрузочным ковшем и П-образной двухбалочной стрелой.

Он имеет моноблочную сварную раму 1 и короткобазовое шасси с задними управляемыми и передними управляемыми ведущими



2 колесами. Стрела выполнена из двух коробчатых балок 3, каждая из которых состоит из двух прямолинейных участков, расположенных под тупым углом друг к другу. Спереди они соединены поперечной балкой. Обычно управляют рабочим оборудованием двумя гидроцилиндрами 4 подъема-опускания стрелы и двумя гидроцилиндрами поворота ковша. Дополнительные рабочие органы навешивают либо на стрелу, которая оборудована съемным устройством, либо на раму машины, для чего на ней предусмотрены специальные присоединительные устройства.

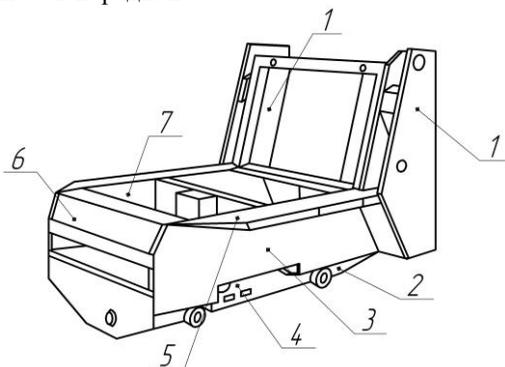
Рисунок 7.12 – Общий вид малогабаритного погрузчика:

- 1 – рама, 2 – переднее ведущее колесо;
- 3 – балки стрелы;
- 4 – гидроцилиндр подъема-опускания стрелы;
- 5 – погрузочный ковш

Моноблочная рама (рисунок 7.13) имеет сварную конструкцию и служит для установки всех агрегатов и систем машины. Она образована двумя коробчатыми продольными лонжеронами, которые связаны между собой поперечными связями (балкой и ребрами) и днищем. Внутренние полости рамы используют в качестве топливного и масляного баков, что снижает центр тяжести и увеличивает устойчивость машины. Двигатель размещают в задней части рамы, трансмиссию – в передней.

Рисунок 7.13 – Унифицированная рама мини-погрузчика:

- 1 – стойки для монтажа стрелы и гидроцилиндров ее подъема;
- 2 – бак для рабочей жидкости;
- 3 – боковина;
- 4, 7 – боковые стенки;
- 5 – продольный лонжерон;
- 6 – поперечная балка



В качестве примера однокорышного погрузчика представлен мини-погрузчик Амкодор-211 грузоподъемностью 1200 кг (рисунок 7.14).

В некоторых моделях используют комбинированную систему поворота машины. Например, фирма «Bobcat» выпускает погрузчики (модели А220) с системой поворота, которая включает в себя традиционную схему бортового поворота и схему поворота со всеми управляемыми колесами. На площадках с твердым покрытием используют бортовой поворот, а на газонах (во избежание их повреждения) или на слабых грунтах – поворот управляемыми колесами.

Рабочее оборудование включает основной ковш, быстродействующий захват, грузовую (одно- или двухбалочную) стрелу и гидроцилиндры управления стрелой и ковшом.

Гидрообъемная ходовая трансмиссия обеспечивает привод колес или гусениц от гидронасосов через гид-



Рисунок 7.14 – Погрузчик с бортовым поворотом модели Амкодор-211

ромоторы. Для колесного погрузчика имеется два варианта привода колес: во-первых, привод на каждое колесо от индивидуального гидромотора (мотор-колесо) и, во-вторых, привод пары колес каждого борта от отдельного гидромотора через бортовой цепной, шестеренчатый или планетарный редуктор (бортовой привод). Гусеничные мини-погрузчики имеют привод на каждую гусеницу от отдельного гидромотора. Такой привод обеспечивает независимое вращение колес или звездочек левого или правого борта с различными угловыми скоростями вплоть до вращения в противоположные стороны. При изменении скорости вращения пары колес (или звездочки) одного борта по отношению к другому обеспечивается бортовой поворот машины. При вращении бортовых пар колес в противоположные стороны осуществляется разворот машины на месте.

Рулевой механизм в малогабаритных погрузчиках отсутствует. Как уже было отмечено, поворот производят за счет неодинаковой подачи насосов привода колес правого и левого борта (большой радиус поворота) или за счет различного направления подачи этих насосов, что вызывает вращение колес различных бортов в противоположные стороны (малый радиус поворота).

Существенное влияние на маневренность колесного погрузчика оказывает распределение его силы тяжести по осям. Должно выполняться следующее соотношение: в незагруженном состоянии – 70 % на заднюю ось, 30 % – на переднюю; в загруженном – 70 % на переднюю ось, 30 % – на заднюю. Если это соотношение нарушается, погрузчик буксует и поворота не происходит.

Большинство мини-погрузчиков с бортовым поворотом имеет компоновочную схему, представленную на рисунке 7.15. Моноблочную раму устанавливают на короткобазовое шасси со всеми ведущими колесами 9. В хвостовой части рамы между лонжеронами размещают силовую установку 8 (двигатель и гидронасосы), которая служит одновременно проти-

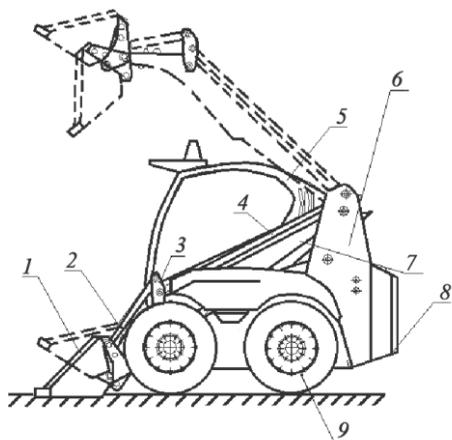
вовесом. Рабочее оборудование включает П-образную двухбалочную стрелу 7, шарнирно укрепленную на двух стойках портала 6 и имеющую два гидроцилиндра (на схеме не видны) ее подъема-опускания, а также основной (погрузочный) ковш 1, связанный со стрелой через быстродействующее монтажное устройство, два гидроцилиндра 2 управления положением ковша и два рычага 3. Ковш или другой рабочий орган расположен симметрично продольной оси машины, что обеспечивает равномерное распределение нагрузки на шасси машины.

Привод хода малогабаритных погрузчиков принципиально не отличается от привода полноразмерных машин с бортовым поворотом (см. ри-

сунок 7.7). Колеса одного борта погрузчика приводят во вращение от соответствующего гидромотора через бортовой редуктор (шестеренчатый, цепной или планетарный), при этом выходные валы редукторов являются одновременно валами колес.

Рисунок 7.15 – Схема погрузчика Амкодор-211 с двухбалочной стрелой:

- 1 – ковш; 2 – гидроцилиндр управления ковшом; 3 – рычаг;
 4 – тяга; 5 – кабина оператора;
 6 – портал; 7 – П-образная стрела;
 8 – силовая установка;
 9 – ведущее управляемое колесо



Гидросистема погрузчика, как правило, состоит из трех независимых контуров: хода, рабочего оборудования и управления. Гидронасосы приводят от дизельного двигателя.

Гидросистема привода хода содержит два аксиально-поршневых регулируемых насоса (по одному на каждый борт), каждый из которых соединен с аксиально-поршневым нерегулируемым гидромотором. В свою очередь, каждый гидромотор передает вращение на ходовые колеса одного борта через бортовые передачи. Управление гидросистемой хода осуществляют моноблочным золотниковым гидрораспределителем с гидравлическим управлением.

Рабочее оборудование приводят через силовые гидроцилиндры аксиально-поршневым нерегулируемым гидронасосом, развивающим давление до 16 МПа, которым управляют при помощи секционного гидрораспределителя с гидроуправлением.

Для иллюстрации описанной гидросистемы на рисунке 7.16 представлена типичная гидравлическая схема компактного погрузчика с бортовым поворотом.

Имеются два варианта крепления П-образной двухбалочной стрелы к раме машины. Первый вариант представлен на рисунке 7.15: задние концы боковых балок стрелы 7 крепят к стойкам 6 портала, который является частью силовой рамы машины.

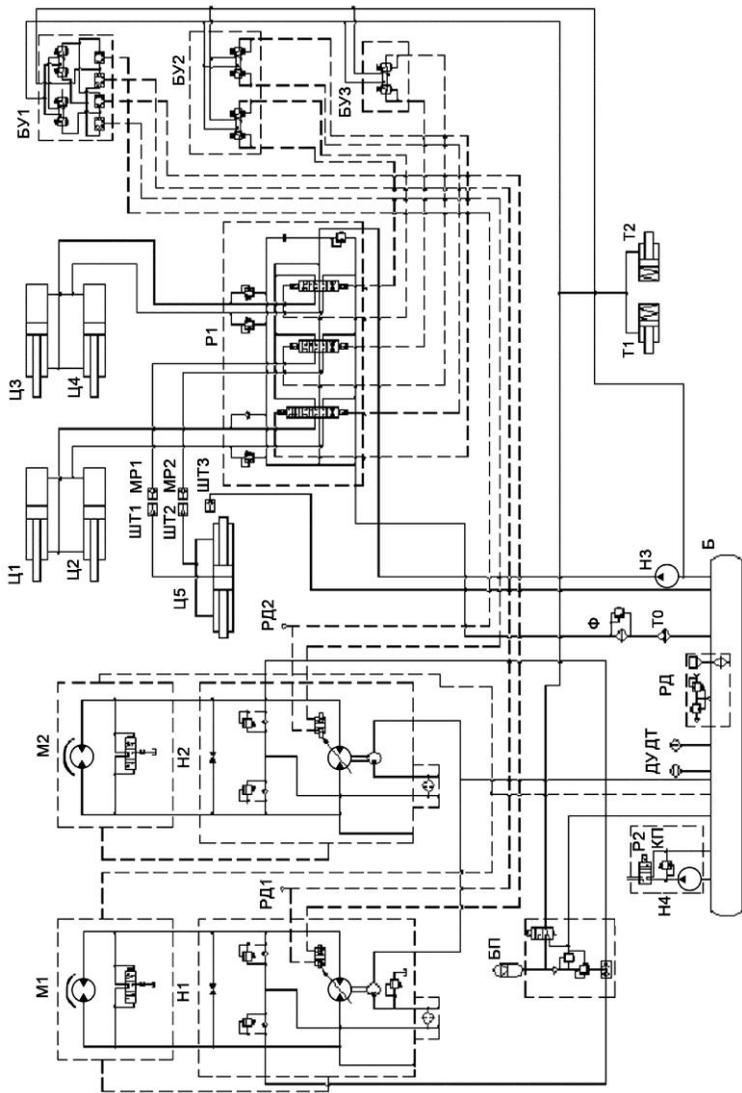


Рисунок 7.16 – Гидравлическая схема компактного погрузчика.

Б – гидробак; БУ1–БУ3 – блоки управления; БП – блок питания; ДТ – датчик сигнализатора температуры; ДУ – датчик гидросигнализатор; М1, М2 – гидромоторы; МР1, МР2 – муфты; Н1–Н3 – гидронасосы; Р1 – гидрораспределитель; РД1, РД2 – выключатели света гидравлические; РД – горловина запорочная; Т1, Т2 – тормоза; Т0 – блок радиаторов; Ф – фильтр; Ц1, Ц2 – гидроцилиндры стрелы; Ц3, Ц4 – гидроцилиндры ковша; Ц5 – гидроцилиндр; ШТ1–ШТ3 – штекеры

Второй вариант компоновки (см. рисунок 7.17) предусматривает крепление боковых балок 1 стрелы к каркасу погрузчика с помощью двух пар рычагов (верхней 2 и нижней 4 тяг), что значительно увеличивает вылет ковша на максимальной высоте подъема при выгрузке груза.

Следует отметить, что управление рабочими органами П-образной стрелы, включая их замену, производят из закрытой кабины оператора, установленной между боковыми балками грузовой стрелы. Вход и выход из кабины – через проем или дверь в ее передней панели, что при фронтальном расположении рабочего органа затрудняет действия машиниста в экстремальных ситуациях.

В мини-погрузчиках с Г-образной однобалочной стрелой (рисунок 7.18) в качестве двери кабины управления 5 используют боковую панель, которая свободна от портала 6 и стрелы 4. Стрела 4 закреплена одним концом в портале 6 рамы погрузчика и шарнирно опирается на гидроцилиндр 3. Ее основным достоинством является возможность входа в кабину через боковую дверь, но смещение стрелы от продольной оси симметрии машины вызывает несимметричное распределение нагрузки в раме машины и, как следствие, повышенные требования к прочности металлоконструкций и устойчивости погрузчика.

Ходовая гидрообъемная трансмиссия обеспечивает независимый привод каждого борта машины, что способствует бортовому развороту на месте на угол 180° с загруженным ковшом при ширине до 4 м, а также бесступенчатому регулированию скорости передвижения до 15–20 км/ч.

Колеса малогабаритных погрузчиков комплектуют пневматическими шинами, жесткими обрешиненными элементами и др. В ряде случаев (при работе на слабонесущих грунтах и травяных покрытиях) используют *специальные гусеничные ленты* (резиновые, сталерезиновые и штампованные), которые надевают на колесные пары погрузчиков для повышения их проходимости.

В последние годы наблюдается значительный рост производства *гусеничных* погрузчиков с бортовым поворотом из-за их высокой проходимости и малого давления на грунт, что имеет большое значение для ландшафтных и других работ. Их выпускают американские компании «Bobcat», «Gehl» и «Caterpillar», английская «JCB», французская «Mecalac» и др.

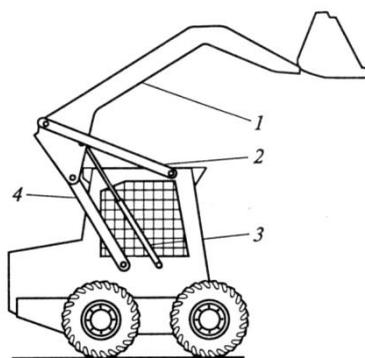


Рисунок 7.17 – Погрузчик с механизмом увеличения вылета двухбалочной стрелы:
1 – боковая балка стрелы;
2 – верхняя тяга; 3 – гидроцилиндр управления стрелой; 4 – нижняя тяга

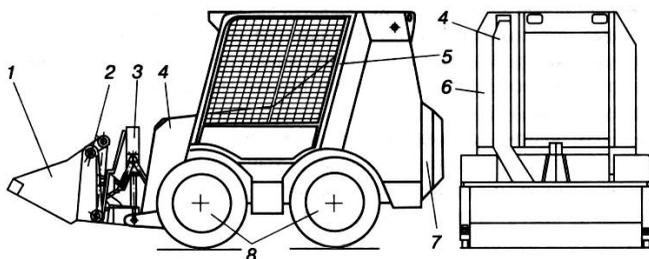


Рисунок 7.18 – Малогабаритный погрузчик с однобалочной стрелой:
 1 – ковш; 2 – быстродействующий захват; 3 – гидроцилиндр управления ковшом;
 4 – однобалочная стрела; 5 – кабина; 6 – портал; 7 – моторный отсек; 8 – ведущие колеса

Оснащение мини-погрузчиков набором сменных рабочих органов с быстродействующими монтажными захватами существенно расширяет их технологические возможности, превращая их в универсальные агрегаты. Ведущие производители, например компании «Bobcat» и «Caterpillar», выпускают более 40 видов сменного рабочего оборудования. Помимо основного погрузочного ковша, их снабжают ковшами различного назначения, грузовыми вилами для штучных и тарных грузов, бульдозерным и грейдерным, рыхлительным и бурильным, подметально-уборочным и снегоочистительным, экскаваторным и другим оборудованием. На рисунке 7.19 представлены некоторые виды сменных рабочих органов малогабаритных погрузчиков.

Максимальная производительность погрузчиков составляет 30–45 м³/ч и достигается при дальности транспортировки до 25–30 м.

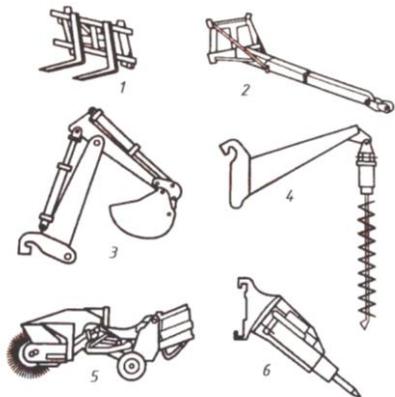


Рисунок 7.19 – Сменные рабочие органы малогабаритных погрузчиков:

- 1 – грузовые вилы; 2 – грузовая безблочная стрела; 3 – обратная лопата экскаватора;
 4 – гидробур; 5 – дорожная щетка; 6 – гидромолот

7.4 Вилочные погрузчики

Вилочные погрузчики относят к универсальным машинам, поскольку их используют для выполнения весьма разнообразных работ, в числе которых перегрузка и штабелирование штучных и пакетированных грузов на открытых площадках с твердым покрытием, а также в складских помещениях, погрузочно-разгрузочные и строительно-монтажные работы.

Вилочные погрузчики целесообразно классифицировать по следующим признакам:

- 1) *по типу привода* – автопогрузчики (от двигателя внутреннего сго-

рания) и электропогрузчики (от электродвигателя с питанием от внешней сети трехфазного тока или от аккумуляторных батарей);

2) по типу ходовой трансмиссии – с механической, гидромеханической и гидростатической;

3) по расположению рабочего органа – переднее (фронтальное) и боковое;

4) по типу механизма крепления грузоподъемного устройства – гидравлический и винтовой.

Наибольшее распространение имеют фронтальные автопогрузчики, название которых связано с первыми вилочными погрузчиками, которые собирали на модернизированных шасси грузовых автомобилей. На рисунке 7.20 представлена типичная конструктивная схема фронтального автопогрузчика. Его базой является рама 9 двухосной тележки на пневмоколесном ходу с передними ведущими двухскатными и задними управляемыми односкатными колесами. На раме расположены силовая установка в моторном отсеке 7, рабочее оборудование 1–5, трансмиссия, механизм передвижения, противовес 8, гидросистема грузоподъемного устройства и система управления автопогрузчиком.

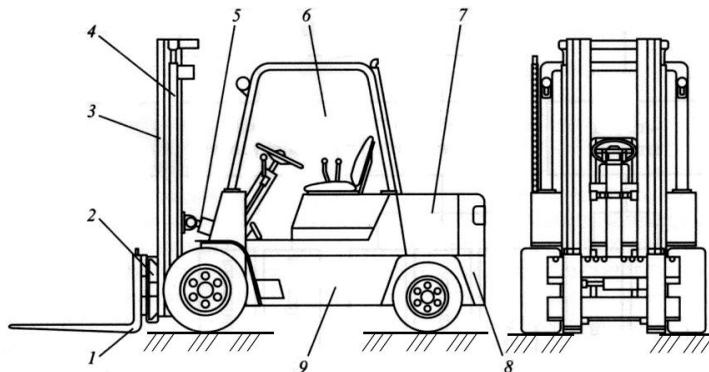


Рисунок 7.20 – Схема автопогрузчика:

- 1 – вилочный захват; 2 – каретка для крепления рабочего органа; 3 – телескопическая мачта; 4 – гидроцилиндр подъема-опускания захвата; 5 – механизм наклона мачты; 6 – кабина оператора; 7 – моторный отсек; 8 – противовес; 9 – рама базового шасси

Его основным рабочим органом является *вилочный захват 1*, который крепится на грузоподъемном устройстве, состоящем из телескопической мачты 3, каретки 2 для крепления рабочего органа, механизма 5 наклона мачты и ее крепления к раме 9 машины. Захват состоит из двух изогнутых под прямым углом стальных брусьев, которые подводят под груз, установленный на подкладках. Мачту 3 шарнирно крепят к раме 9 нижними концами стоек и удерживают в вертикальном или наклонном положении механизмом 5 (гидроцилиндром или винтовой стойкой). Мачта состоит из не-

скольких телескопически сопряженных секций, которые раздвигаются телескопическими гидроцилиндрами. По ее направляющим перемещается каретка 2 с рабочим органом 1. Грузоподъемное устройство со сменным рабочим органом обеспечивает захват различных грузов, подъем их на заданную высоту, опускание грузов и их укладку. Противовес обеспечивает собственную и грузовую устойчивость движущегося погрузчика.

Погрузчики оснащают комплектом сменных рабочих органов: вилами и специальными захватами для погрузки-разгрузки, перемещения и складирования штучных, тарных и длинномерных грузов (труб, бревен, контейнеров, строительных блоков и др.), стрелами с грейферными ковшами для насыпных и кусковых грузов, грузовыми стрелами с кантовыми подвесками.

На рисунке 7.21 представлен вариант кинематической схемы гидромеханической трансмиссии автопогрузчика с гидрообъемным компонентом. Передний мост является ведущим. Привод хода осуществляют от гидромотора 6 через коробку передач 8 и бортовые редукторы 2 на пневмоколеса 7. Поворот машины производят при помощи заднего моста, оснащенного гидроцилиндром поворота 5.

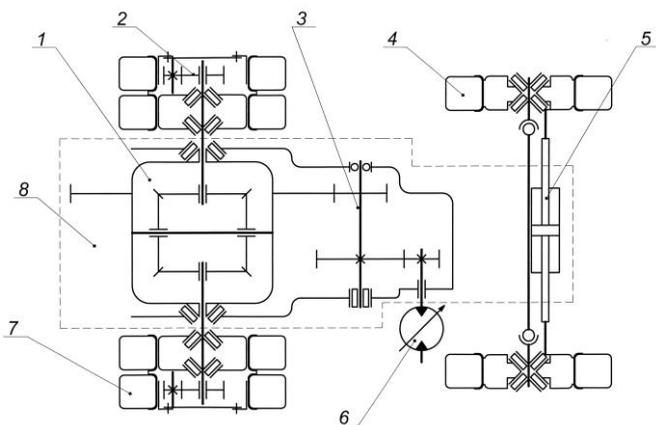


Рисунок 7.21 – Кинематическая схема трансмиссии вилового погрузчика:

- 1 – дифференциал; 2 – бортовой редуктор; 3 – цилиндрическая передача;
- 4 – заднее колесо; 5 – гидроцилиндр поворота; 6 – гидромотор; 7 – переднее колесо;
- 8 – коробка передач

В ряде моделей автопогрузчиков используют боковое расположение грузоподъемного устройства и рабочего органа, поскольку фронтальные погрузчики мало пригодны для перемещения длинномерных грузов (труб, профильного проката, бревен и др.) из-за необходимости большой ширины проезда. У боковых автопогрузчиков грузоподъемник расположен сбоку (справа или слева) самоходного шасси и имеет возможность перемещаться поперек него.

Автопогрузчики отечественного производства выпускают на ОАО «Амкордор». Вилочный погрузчик модели Амкордор-451А (рисунок 7.22) располагает дизельным двигателем мощностью 73,5 кВт, что обеспечивает грузоподъемность 5 т при высоте подъема груза до 3,3 м (со специальным оборудованием – до 5,0 м). Он имеет традиционную компоновочную схему: моноблочная рама размещена на пневмокопесной ходовой тележке с передним ведущим неуправляемым и задним неведущим управляемым мостами. Рабочая тормозная система включает многодисковые тормозные механизмы «в масле» переднего моста с гидроприводом. На раме размещены все агрегаты и механизмы машины, включая фронтальное грузоподъемное устройство со сменным рабочим органом, двигатель внутреннего сгорания, гидромеханическую трансмиссию и др. Рулевое управление погрузчика осуществляется за счет колес заднего моста, управляемых гидроцилиндрами.

Мачта может отклоняться от вертикали двумя гидроцилиндрами: вперед «от себя» на угол до 6° для облегчения захвата и разгрузки груза и назад «на себя» на угол до 12° для обеспечения устойчивого положения груза при транспортировке.

Погрузчик снабжен виброшумоизолированной кабиной, оснащенной системами безопасности FOPS и ROPS и креслом оператора, регулируемым в трех плоскостях.

На территории СНГ вилочные погрузчики выпускают несколько предприятий (кроме уже упомянутого «Амкордора»), в их числе российские компании «Тверской экскаватор», «Погрузчик» (г. Орел), «Машиностроительный завод им. Калинина» (г. Екатеринбург) и украинская – «Автопогрузчик» (г. Львов). Вилочные погрузчики этих производителей имеют, как правило, единую конструктивную схему и максимально унифицированы.

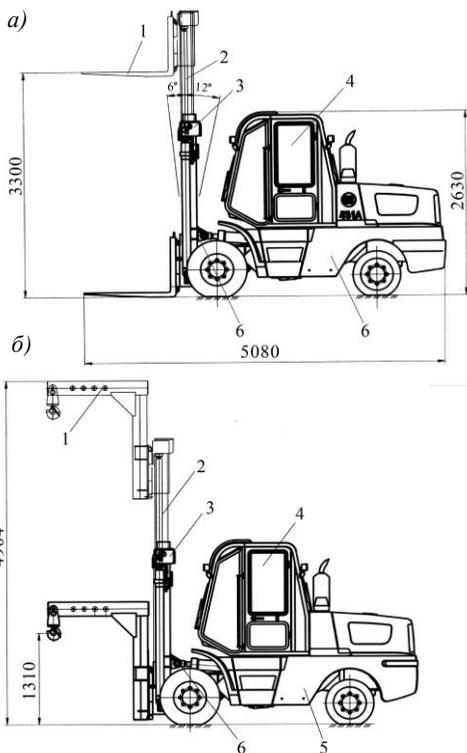


Рисунок 7.22 – Вилочный автопогрузчик модели Амкордор-451А:

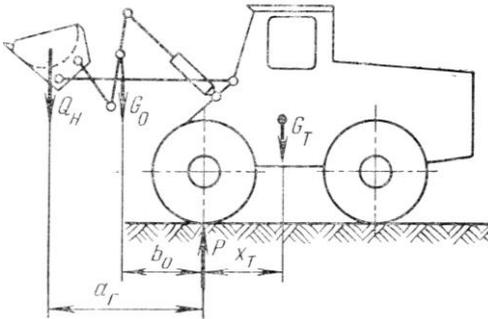
- а* – с основным рабочим органом; *б* – с крановой стрелой; 1 – вилы (крановая стрела); 2 – телескопическая мачта; 3 – механизм удлинения мачты; 4 – кабина управления; 5 – моноблочная рама; 6 – механизм наклона мачты

7.5 Определение основных параметров фронтальных погрузчиков

Главным параметром фронтального погрузчика является его *номинальная грузоподъемность*, т. е. допустимая сила тяжести груза в ковше при максимальном вылете рабочего оборудования. Она составляет 50 % статической опрокидывающей нагрузки, приложенной в центре тяжести основного ковша при максимальном вылете стрелы (рисунок 7.23). Грузоподъемность определяют по формуле

$$Q_H = \frac{1}{2} \frac{(P - G_0)x_T - G_0 b_0}{a_T + x_T}, \quad (7.4)$$

где P – допускаемая нагрузка на ходовую часть;
 x_T, b_0 и a_T – горизонтальные координаты центров тяжести трактора, погрузочного оборудования и груза в ковше, м.



Координаты упомянутых центров тяжести принимают конструктивно, расстояние до центра тяжести груза $a_T = (0,60 \dots 0,95) L_T$, где L_T – база погрузчика, м.

Сила тяжести погрузочного оборудования связана с силой тяжести базового трактора соотношением

Рисунок 7.23 – Расчетная схема для определения грузоподъемности погрузчика

$$G_0 = k_0 G_T, \quad (7.5)$$

где k_0 – коэффициент пропорциональности, $k_0 = 0,25 \dots 0,35$;

G_T – сила тяжести базового трактора.

Сделанные расчеты проверяют с помощью показателя удельной грузоподъемности, которая отражает ресурсосберегающий подход к оценке возможностей погрузчика. Необходимо выполнение следующего условия:

$$q_H = \frac{Q_H}{G_0 + G_T} \geq \underset{-}{\overset{-}{\mathbb{I}}} = 0,25 \dots 0,30. \quad (7.6)$$

Номинальную вместимость основного ковша (m^3) также связывают с грузоподъемностью (t) и рассчитывают по формуле

$$V_H = \frac{Q_H}{k_H g \rho_c}, \quad (7.7)$$

где k_n – коэффициент наполнения ковша с «шапкой», $k_n = 1,25$;

ρ_c – плотность сыпучего материала, $\rho_c = 1,6 \text{ т/м}^3$.

Эксплуатационная сила тяжести погрузчика

$$G_n = G_T + G_0 = (1,25 \dots 1,35)G_T. \quad (7.8)$$

Если сила тяжести погрузчика не превышает 30 т, то ее можно приближенно оценить (в килограммах) через вместимость основного ковша (м^3) по формуле

$$G_i = 5410V_i + 845,5. \quad (7.9)$$

Напорное усилие погрузчика рассчитывают по мощности N двигателя базового трактора:

$$T_n = \eta_{\text{тр}} \frac{N}{v_p} - fG_n, \quad (7.10)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии трактора,

$$\eta_{\text{тр}} = \begin{cases} 0,85 \dots 0,88 & \text{– для } Q \leq 3 \text{ т,} \\ 0,60 \dots 0,75 & \text{– для } Q = 4 \dots 6 \text{ т;} \end{cases}$$

f – коэффициент сопротивления качению, $f = 0,03 \dots 0,04$;

v_p – рабочая скорость передвижения погрузчика, м/с ($v_p = 3 \dots 4 \text{ км/ч}$).

Если на начальном этапе проектирования неизвестна мощность трактора, напорное усилие можно оценить по силе сцепления

$$T_n = P_{\text{сц}} = \varphi_{\text{сц}} G_n, \quad (7.11)$$

где $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления, $\varphi_{\text{сц}} = 0,6 \dots 0,8$.

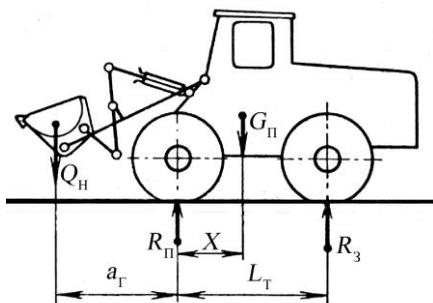
Правильность выбора напорного усилия проверяют по его удельной величине, отнесенной к ширине ковша B_k :

$$t_n = \frac{T_n}{B_k} \approx \bar{t}_n, \quad (7.12)$$

где \bar{t}_n – рекомендуемая величина удельного напорного усилия, 10^{-2} кН/м ,

$$\bar{t}_n = \begin{cases} 0,25 \dots 0,40 & \text{– для } Q \leq 3 \text{ т,} \\ 0,40 \dots 0,60 & \text{– для } Q = 4 \dots 6 \text{ т,} \\ > 0,60 & \text{– для } Q > 6 \text{ т.} \end{cases}$$

Распределение нагрузок по мостам погрузчика определяют в транспортном положении рабочего оборудования при максимальном вылете ковша (рисунок 7.24).



На передний мост груженого погрузчика действует нагрузка

$$R_I = G_I \left(1 - \frac{\delta}{L_0} \right) + Q_i \left(1 + \frac{a_a}{L_0} \right), \quad (7.13)$$

где x и a_r – плечи сил, принимаемые относительно передней оси, м.

На задний мост действует нагрузка

$$R_3 = \frac{\delta}{L_0} G_I - \frac{a_a}{L_0} Q_i. \quad (7.14)$$

Рисунок 7.24 – Расчетная схема для определения нагрузок на оси погрузчика

Для порожнего погрузчика нагрузки на переднюю и заднюю оси можно определить по формулам (7.13) и (7.14), но без вторых составляющих, связанных с грузоподъемностью Q_H .

Расчет усилий в гидроцилиндрах поворота ковша производят по максимальному выглубляющему усилию, приложенному к режущей кромке ковша (рисунок 7.25). Выглубляющее усилие определяют из условия продольного опрокидывания погрузчика относительно оси передних колес:

$$N_B = \frac{G_T}{l_1} \cdot l_2 - (0,25 \dots 0,35) l_{10}, \quad (7.15)$$

где l_1, l_2, l_{10} – плечи соответствующих сил, м.

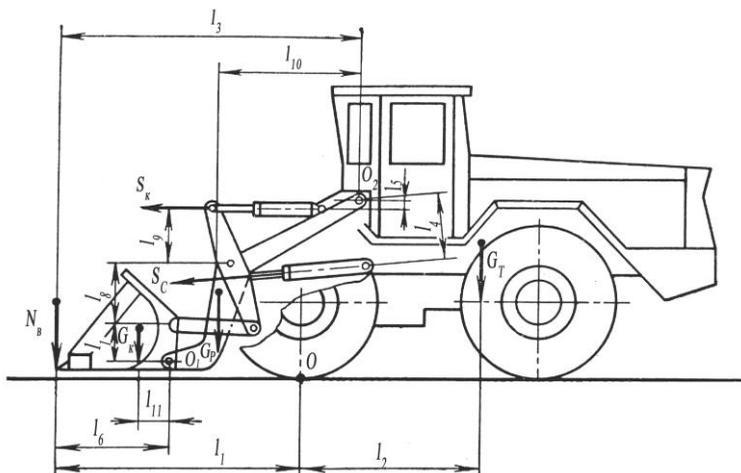


Рисунок 7.25 – Расчетная схема для определения усилий в гидроцилиндрах рабочего оборудования погрузчика

Усилие на штоке одного гидроцилиндра поворота ковша определяют из условия равновесия системы относительно оси поворота ковша (точки O_1):

$$S_k = \kappa_3 \frac{N_B i_{\text{п}} + G_k i_k}{z_k}, \quad (7.16)$$

где κ_3 – коэффициент запаса, учитывающий потери в гидроцилиндрах и шарнирах, $\kappa_3 = 1,25$;

$i_{\text{п}}, i_k$ – мгновенные передаточные числа механизма, которые определяются соотношением плеч системы рычагов, для выглубляющей силы и силы тяжести ковша,

$$i_{\text{п}} = \frac{l_6 l_8}{l_7 l_9}, \quad i_k = \frac{l_{11} l_8}{l_7 l_9},$$

$l_6, l_7, l_8, l_9, l_{11}$ – плечи приложения соответствующих сил в элементах механизма поворота, м;

G_k – сила тяжести ковша;

z_k – число гидроцилиндров поворота ковша.

Расчет усилий в гидроцилиндрах стрелы также производят по максимальному выглубляющему усилию. Усилие на штоке гидроцилиндра стрелы определяют из суммы моментов сил, действующих относительно оси поворота стрелы, т. е. точки O_2 (см. рисунок 7.25):

$$S_c = \kappa_3 \frac{N_B l_3 + G_0 l_{10} - S'_k l_5 z_c}{l_4 z_c}, \quad (7.17)$$

где l_3, l_5, l_{10} – плечи соответствующих сил, создающих крутящие моменты относительно оси стрелы, м;

S'_k – усилие в гидроцилиндре ковша без учета коэффициента запаса;

z_c – число гидроцилиндров поворота стрелы.

По полученным значениям усилий на штоках гидроцилиндров ковша S_k и стрелы S_c , а также принятому давлению в гидросистеме машины рассчитывают диаметры и подбирают эти гидроцилиндры.

Гидросистема должна обеспечивать необходимые для эффективной работы погрузчика скорости перемещения погрузочного оборудования. Скорости движения поршней гидроцилиндров ковша и стрелы выбирают, исходя из требуемых скоростей движения ковша и стрелы.

Скорость (м/с) *запрокидывания ковша* (т. е. линейная скорость кромки ковша при подъеме в конце заполнения ковша) зависит от начальной скорости внедрения ковша в борт материала:

$$v_{\text{зап}} = (0,5 \dots 0,6) v_{\text{вн}}. \quad (7.18)$$

Скорость опрокидывания ковша (т. е. линейная скорость кромки ковша при опускании в начале выгрузки) зависит от скорости запрокидывания ковша:

$$v_{\text{опр}} = k_{\text{пр}} v_{\text{зап}}, \quad (7.19)$$

где $\hat{e}_{\text{тд}} = \begin{cases} 1,30 \dots 1,35 - \text{äëÿ } Z\text{-}\hat{\text{á}}\hat{\text{ð}}\hat{\text{á}}\hat{\text{í}} \hat{\text{á}}\hat{\text{í}}, \\ 0,74 \dots 0,77 - \text{äëÿ } \hat{I} \text{-}\hat{\text{á}}\hat{\text{ð}}\hat{\text{á}}\hat{\text{í}} \hat{\text{á}}\hat{\text{í}} \hat{\text{í}} \hat{\text{á}}\hat{\text{ð}}\hat{\text{á}}\hat{\text{í}} \hat{\text{á}}\hat{\text{í}}. \end{cases}$

Скорость подъема стрелы (т. е. средняя вертикальная скорость в шарнире крепления ковша) выбирают так, чтобы подъем груза был завершен к моменту начала разгрузки ковша:

$$v_{\text{под}} = \frac{l_{\text{т}}}{L_{\text{рх}}} v_{\text{з}}, \quad (7.20)$$

где $l_{\text{т}}$ – длина пути (по вертикали) шарнира крепления ковша при подъеме стрелы, м;

$L_{\text{рх}}$ – средняя длина пути рабочего хода погрузчика, м;

$v_{\text{з}}$ – скорость движения погрузчика на задней передаче, м/с.

Скорость опускания стрелы зависит, в свою очередь, от скорости ее подъема:

$$v_{\text{оп}} = (1,2 \dots 1,3) v_{\text{под}}. \quad (7.21)$$

Основные расчетные положения обуславливают наиболее опасные нагрузки, действующие на элементы рабочего оборудования погрузчика. К ним относятся:

1 Удар краем ковша в непреодолимое препятствие (рисунок 7.26, а). Ковш внедряется в штабель материала, погрузчик движется по горизонтальной поверхности равномерно, гидроцилиндры рабочего оборудования заперты.

Горизонтальное усилие, действующее на ковш, выбирают по наибольшему значению, рассчитанному для двух вариантов:

а) *по тяговому усилию по сцеплению* с учетом динамической составляющей (кН):

$$R_{\text{х1}} = \varphi_{\text{сц}} G_{\text{сц}} + v_{\text{р}} \sqrt{\tilde{N}_{\text{тд}} m_{\text{т}}}, \quad (7.22)$$

где $v_{\text{р}}$ – рабочая скорость погрузчика, м/с;

$C_{\text{пр}}$ – приведенная жесткость, кН/м;

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

$$\tilde{N}_1 = \hat{e}_a G_i,$$

где C_1 – жесткость погрузочного оборудования, кН/м;

C_2 – жесткость препятствия, для наиболее часто встречающихся препятствий $C_2 = 4 \dots 20$ кН/м;

\hat{e}_a – коэффициент жесткости рабочего оборудования, $\kappa_{ж} = 0,1$;

$m_{п}$ – масса погрузчика, кг,

$$m_{п} = G_{п} / g;$$

б) по тяговому усилию по двигателю (кН):

$$R_{x1} = T = \eta_{np} N_{п} / v_{п}, \quad (7.23)$$

где η_{np} – КПД привода погрузчика;

$N_{п}$ – мощность силовой установки погрузчика (базового трактора), кВт.

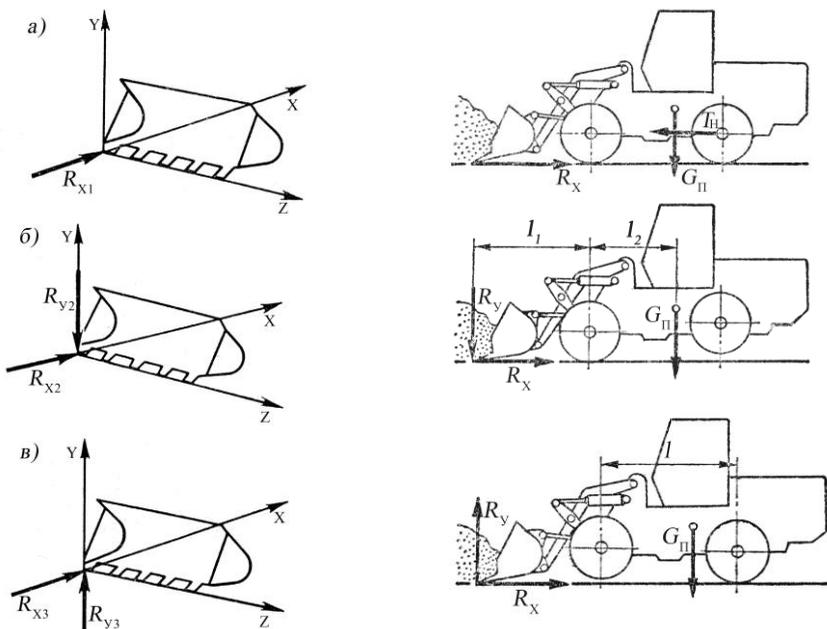


Рисунок 7.26 – Силовые схемы и основные расчетные положения погрузчика

2 Внедрение краем ковша в штабель с вывешиванием погрузчика на передних колесах на горизонтальной поверхности. Гидроцилиндры поворота ковша развивают выглубляющее усилие на режущей кромке (рисунок 7.26, б), обеспечивающее наклон машины относительно передней точки опоры.

Вертикальное усилие находят из условия вывешивания погрузчика относительно передней точки опоры (ребра опрокидывания):

$$R_{y2} = \frac{l_2}{l_1} G_{\text{п}}, \quad (7.24)$$

где l_2 и l_1 – плечи соответствующих сил.

Горизонтальное усилие оценивают по сцеплению с учетом силы R_{y2} :

$$R_{x2} = \varphi_{\text{сц}} (G_{\text{п}} + R_{y2}). \quad (7.25)$$

3 Внедрение краем ковша в штабель с вывешиванием погрузчика на задних колесах на горизонтальной поверхности. Гидроцилиндры стрелы развивают усилие, обеспечивающее наклон погрузчика относительно задней точки опоры (рисунок 7.26, в).

Вертикальное усилие принимают равным силе отпора грунта и находят из условия вывешивания погрузчика относительно задней точки опоры:

$$R_{y3} = \frac{l - l_2}{l + l_1} G_{\text{п}}, \quad (7.26)$$

Горизонтальное усилие определяют по сцепной силе тяжести с учетом разгрузки машины:

$$R_{x3} = \varphi_{\text{сц}} (G_{\text{п}} - R_{y3}). \quad (7.27)$$

7.6 Погрузчики непрерывного действия

Многоковшовые погрузчики являются специализированными машинами непрерывного действия, которые наиболее эффективно применяют для выполнения больших объемов погрузочно-разгрузочных работ, связанных с сыпучими и мелкокусковыми материалами (песком, гравием, щебнем, шлаком, а также сколотым льдом и снегом).

Многоковшовый погрузчик снабжен самоходным шасси, дизельным двигателем, трансмиссией, рабочим оборудованием, гидро- и пневмосистемами и системой управления. Рабочее оборудование состоит из питателя и конвейера: питатель перемещает погрузочный материал в зону действия транспортирующего устройства, который разгружает его в транспортное средство или в отвал. Своё название они получили из-за ковшового транс-

портера, хотя современные погрузчики располагают более широкой гаммой транспортирующих средств.

Погрузчики классифицируют по следующим признакам:

1) *по типу ходового оборудования* – на базе пневмоколесных и гусеничных тракторов, а также на специальном самоходном шасси;

2) *по приводу рабочего органа* – с механическим, гидравлическим, электрическим и комбинированным;

3) *по типу рабочего органа* – с фрезерным (роторным), шнековым и лаповым питателем;

4) *по виду транспортирующего устройства* – с ленточным, ковшовым и скребковым конвейером;

5) *по степени подвижности конвейера* – с поворотным и неповоротным.

На рисунке 7.27 представлены принципиальные схемы лапового, фрезерного и шнекового питателей.

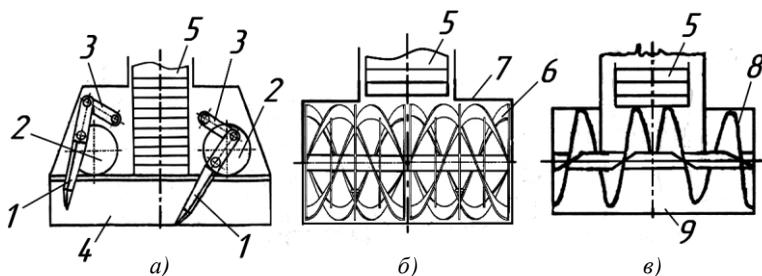


Рисунок 7.27 – Схемы питателей погрузчиков:

а – лапового, *б* – фрезерного, *в* – шнекового типа;

1 – лапа; 2 – диск; 3 – тяга лапы; 4 – лопата; 5 – конвейер; 6 – фреза;

7 – кожух фрезы; 8 – шнек

Лаповый питатель (рисунок 7.27, *а*) представляет собой лопату 4 с двумя захватывающими лапами 1. Лапы – это изогнутые металлические пластины, установленные симметрично продольной оси машины на кривошипах вращающихся дисков 2. В приемном лотке лопаты 4 лапы двигаются навстречу друг другу со сдвигом по фазе, перекрывая рабочие зоны. В результате их движений снег подгребается от боковых стенок лопаты к ее середине, а затем перемещается по ленте транспортера 5 и выгружается в транспортное средство.

Фрезерный питатель (рисунок 7.27, *б*) состоит из двух фрез 6 с левой и правой навивкой, расположенных симметрично продольной оси машины. Каждая из них является двух- или трехзаходной и представляет собой набор цилиндрических спиралей из металлических полос, которые закреплены на трубчатом валу радиальными кронштейнами.

Шнековый питатель (рисунок 7.27, *в*) состоит из двух шнеков 8 с правым и левым направлением спирали, также расположенных симметрично про-

дольной оси машины. Шнеки расположены по обеим сторонам ковшового элеватора. При вращении питателя погружаемый материал подается к ковшам, что способствует лучшему загребанию материала ковшами.

Как правило, описанные питатели являются сменным рабочим оборудованием на базовом шасси, которое позволяет значительно расширить технологические возможности погрузчиков, превращая их в универсальные машины. В частности, именно такой конструктивный подход осуществлен на «Амкодоре». В таблице 7.4 приведены технические характеристики универсальных погрузочных машин этой компании, предназначенных для погрузки в транспортные средства сыпучих и мелкокусковых материалов, свежевыпавшего и уплотненного снега, оснащенных разгрузочным конвейером (скребковым или ленточным) и различными питателями. Помимо приведенных моделей погрузчиков, предприятие выпускает также другое сменное оборудование для погрузочных работ с сыпучими материалами.

Таблица 7.4 – Технические характеристики универсальных погрузочных машин «Амкодор»

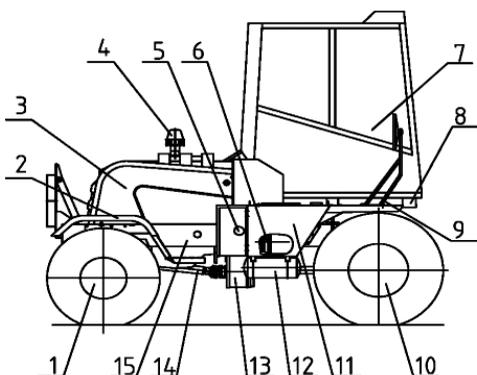
Параметр	Амкодор-34		Амкодор		
	ТМ-3-01	ТМ-3-02	37	37-01	37-03
Рабочий орган	ЛП	ФП	ЛП	ШП	ШП
Мощность двигателя, кВт	44,1	44,1	57,4	57,4	57,4
Производительность, м ³ /ч	230	230	300	300	110 т/ч
Ширина захвата, м	2,5	2,4	2,6	2,8	2,3
Диаметр шнека, мм	–	–	–	550	550
Скорость, км/ч: рабочая транспортная	До 3,6 До 16,0		До 5,0 До 20,0		
Масса, т	7,5		7,5	7,4	–
Габариты, мм: длина ширина высота	9925 2590 3685	9750 2780 3710	9760 3000 3710	9160 2750 3900	
<i>Примечание</i> – ЛП – лаповый питатель, ФП – фрезерный питатель, ШП – шнековый питатель.					

Для этих машин разработано специальное самоходное колесное шасси, которое представлено на рисунке 7.28. Его основой является рама 15, на которой установлены все узлы, агрегаты и рабочее оборудование снегопогрузчика. В задней части рамы на амортизаторах расположен дизельный двигатель Д-243 мощностью 57,4 кВт, который образует единый монтажный узел с редуктором отбора мощности и привода хода (РОМ). На РОМ установлены два гидронасоса привода и позиционирования рабочего оборудования, а также гидронасос привода хода. Карданные валы связывают выходные валы РОМ с передним 10 и задним 1 мостами шасси.

Передвижение погрузчика обеспечивается крутящим моментом, передаваемым от гидромотора через карданную передачу на ведущие мосты. Крутящий момент от дифференциалов мостов передается на движитель с помощью планетарных редукторов, установленных в ступицах колес переднего моста, и конических редукторов заднего моста. Поворот машины производят при помощи гидросистемы рулевого управления, обеспечивающей поворот колес заднего управляемого моста.

Рисунок 7.28 – Конструктивная схема шасси:

- 1 – задний ведущий мост;
- 2 – заднее крыло; 3 – капот;
- 4 – силовая установка;
- 5 – электросистема; 6 – насос привода хода; 7 – кабина;
- 8 – насос-дозатор; 9 – зеркало с кронштейнами; 10 – передний ведущий мост; 11 – топливный бак;
- 12 – пневмосистема;
- 13 – редуктор отбора мощности и привода хода;
- 14 – карданный вал; 15 – рама



Погрузчики с лаповым питателем (см. рисунок 7.27, а), которые выпускают только в СНГ, используют в основном для уборки неслежавшего снега. Их устанавливают на шасси, которые собирают из агрегатов и конструкций серийных грузовых автомобилей (рисунок 7.29).

Производительность многоковшовых погрузчиков при одной и той же установленной мощности на 40–60 % выше, чем одноковшовых.



Рисунок 7.29 – Погрузчик Амкодор-37 (ТМ-3-01) с лаповым питателем

На рисунке 7.30 представлена конструктивная схема отечественного погрузчика с лаповым питателем, который содержит базовое шасси 1, лаповый питатель 6 и скребковый транспортер 3. Подъем и опускание транспортера обеспечивают гидроцилиндры 2. Особенностью гидросистемы погрузчика является использование насоса-дозатора с функцией электрогидравлического управления, что позволяет выбрать оптимальный режим рулевого управления машиной, в том числе в аварийной ситуации.

Рабочее оборудование, состоящее из лапового питателя и скребкового транспортера, имеет гидравлический привод с регулируемой скоростью вращения. На рисунке 7.31 приведен вариант кинематической схемы лапового погрузчика. Поворотные диски 1 через конические редукторы 2 получают вращение от гидромотора 3, который, в свою очередь, через гидронасос 11 связан с двигателем 8. Скребковый транспортер приводят от гидромотора 7 через ведущую звездочку 6 цепной передачи. Трансмиссия машины включает гидронасос 10 и гидромотор 5, редуктор 4 и карданные валы, а также передний 13 и задний 12 мосты с колесами 14 и тормозами.

Гидросистема погрузчика содержит три контура:

- рулевого управления и позиционирования рабочего оборудования;
- привода хода (насос 10 и гидромотор 5);
- привода рабочего оборудования (насос 11 и гидромоторы 3 и 7).

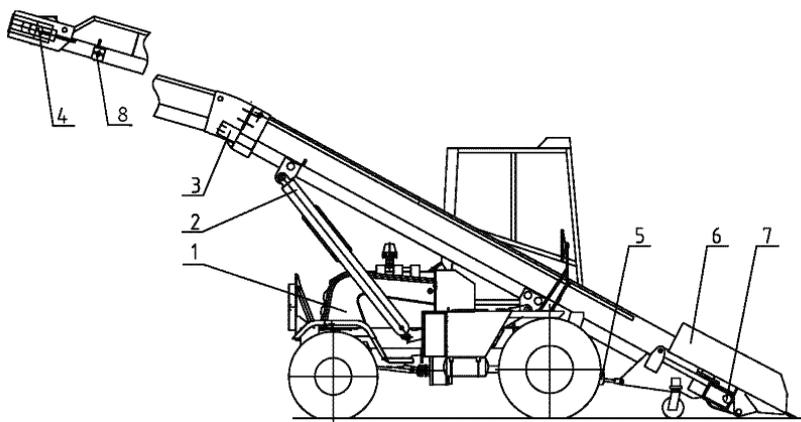


Рисунок 7.30 – Конструктивная схема погрузчика «Амкор-37»:

1 – базовое шасси; 2 – опора транспортера; 3 – транспортер; 4, 7 – гидромоторы; 5 – гидросистема; 6 – питатель (лаповый или шнековый); 8 – система видеонаблюдения

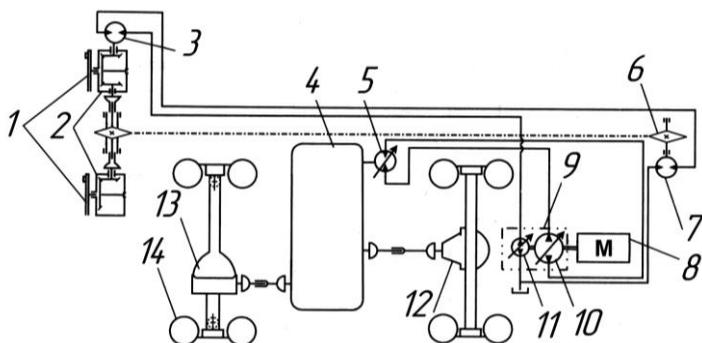


Рисунок 7.31 – Кинематическая схема погрузчика с лаповым питателем:
 1 – диски; 2 – редукторы питателя; 3 – гидромотор питателя; 4 – редуктор привода ходовых колес; 5 – гидромотор привода ходовых колес; 6 – ведущая звездочка транспортера; 7 – гидромотор транспортера; 8 – двигатель; 9 – блок гидронасосов; 10 – гидронасос привода хода; 11 – гидронасос привода питателя; 12 – задний мост; 13 – передний мост; 14 – колесо

Погрузчики с фрезерными питателями (см. рисунок 7.27, б) используют для погрузки различных сыпучих и мелкокусковых материалов, а также снега. В качестве снегопогрузчиков они с наибольшей эффективностью разрабатывают слежавшийся и смерзшийся снег.

Такой погрузчик (рисунок 7.32) содержит рабочее оборудование, которое состоит из питателя фрезерного типа, ленточного или скребкового конвейера, механизмов привода рабочего оборудования, гидросистемы и системы управления.



Рисунок 7.32 – Погрузчик Амкодор-37 (ТМ-3-02) с фрезерным питателем

Питатель располагают в корпусе, который снабжен опорным механизмом в виде лыж или катков.

Рама конвейера состоит из двух частей, соединенных шарнирно, при этом его нижняя часть соединена с корпусом фрезы. На рисунке 7.33 представлена конструктивная схема погрузчика со шнековым (или фрезерным) питателем.

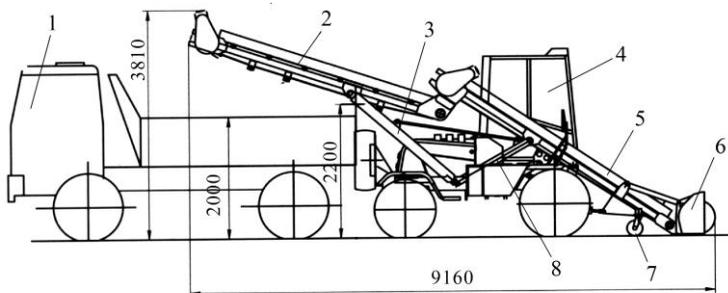


Рисунок 7.33 – Схема погрузчика со шнековым питателем:

1 – самосвал; 2 – ленточный конвейер (верхняя часть); 3 – гидроцилиндр управления положением транспортера; 4 – кабина управления; 5 – ленточный конвейер (нижняя часть); 6 – шнековый питатель; 7 – опорный каток; 8 – опора

Для сравнения приведен многоковшовый погрузчик со шнекоковшовым рабочим органом (рисунок 7.34).

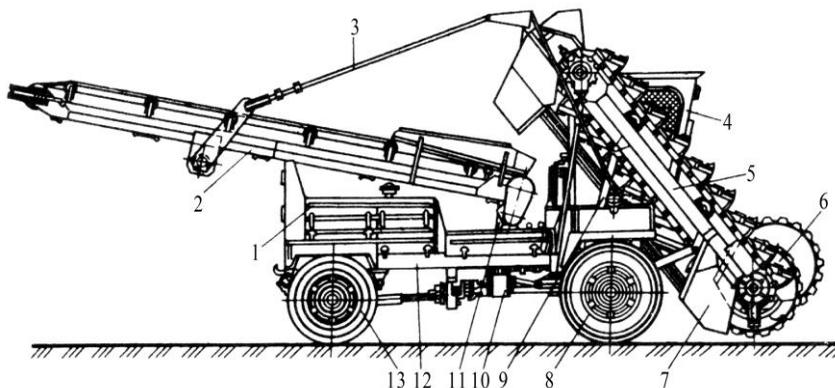


Рисунок 7.34 – Погрузчик со шнекоковшовым питателем:

1 – двигатель; 2 – ленточный конвейер; 3 – механизм подъема конвейера; 4 – кабина; 5 – элеватор; 6 – шнек; 7 – отвал; 8, 13 – ведущие колеса; 9 – гидроцилиндр управления положением транспортера; 10 – коробка передач; 11 – механизм поворота конвейера; 12 – рама погрузчика

Погрузчик также имеет самоходное пневмоколесное шасси с двумя ведущими мостами 8 и 13. На раме 12 установлены шнек 6 и отвал 7 шнека, элеватор 5 с ковшовой цепью и гидроцилиндр 9 его подъема, ленточный конвейер 2 с механизмом подъема 3, который увеличивает радиус разгрузки, а также двигатель 1 и кабина 4.

Трансмиссия механического типа состоит из коробки передач и карданных валов для привода ведущих мостов и рабочих органов. Рабочим органом является шнековый питатель, который состоит из двух шнеков с правой и левой навивкой спирали. Шнеки располагают по обе стороны ковшового элеватора. При вращении питателя погружаемый материал подают к ковшам, что способствует лучшему загребанию материала ковшами. Внизу под шнековым питателем прикреплен скребок. Обычно материалы с элеватора разгружаются на ленточные конвейеры и далее в транспортные средства. На рисунке 7.35 показана кинематическая схема погрузчика с механической трансмиссией и шнеком. Двигатель 1 через цилиндрическую передачу 2 приводит конические передачи 4. Одна из них сообщает движение через цепную передачу ковшовому элеватору 7 и шнековому питателю 8, а другая коническая пара через цепную передачу приводит во вращение барабан 3 ленточного конвейера. Двигатель 1 через коробку передач 9 и карданные валы 6 передает вращение заднему 5 и переднему 10 мостам.

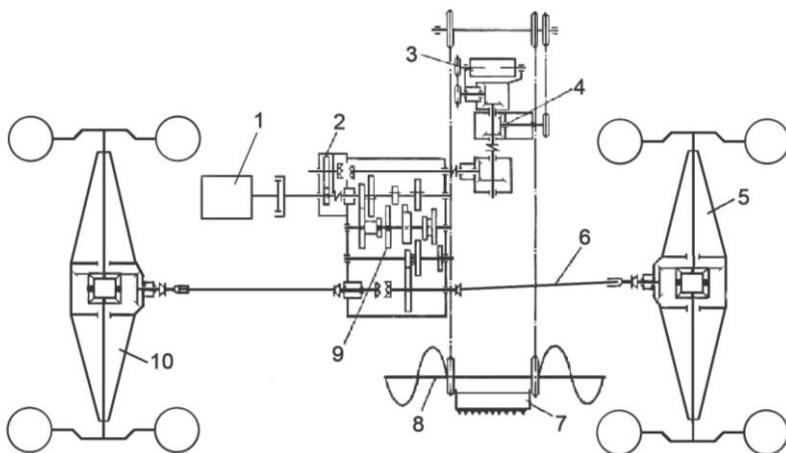


Рисунок 7.35 – Кинематическая схема погрузчика со шнековым питателем:
 1 – двигатель; 2 – зубчатая передача; 3 – барабан конвейера; 4 – коническая передача;
 5, 10 – задний и передний мосты; 6 – карданные валы; 7 – ковшовый элеватор; 8 – шнековый
 питатель; 9 – коробка передач

7.7 Определение основных параметров погрузчиков непрерывного действия

В качестве примера расчетов погрузчиков приведены расчеты погрузчиков с лаповым и фрезерным питателями.

Расчет лапового погрузчика включает тяговый расчет, баланс мощности, оценку усилий, возникающих в рабочем режиме машины, а также расчет на прочность основных узлов.

Тяговый расчет лапового погрузчика содержит оценку наиболее значимых сопротивлений. В их числе сопротивления, возникающие при взаимодействии со снегом рабочих органов (лапового питателя и транспортера), а также ходовой системы снегопогрузчика.

При работе лапового питателя учитывают силы сопротивления при срезании снега W_{cp} и при его перемещении по лопате $W_{псн}$.

Сопротивление (Н) срезанию снега лапами питателя определяют по формуле

$$W_{cp} = \kappa_{cp} l_{п} h_{cp}, \quad (7.28)$$

где κ_{cp} – коэффициент удельного сопротивления снега срезанию, Па;

$l_{п}$ – размер полосы снега, срезаемого одной лапой за проход, в направлении подачи, м;

h_{cp} – высота срезаемого лапой слоя снега, м.

Размер полосы $l_{п}$ рассчитывают через рабочую скорость машины $v_{сп}$ (м/с) и число проходов лапы $n_{л}$ в единицу времени (c^{-1}):

$$l_{п} = v_{сп} / n_{л}. \quad (7.29)$$

Сопротивление (Н) перемещению срезанного лапой объема снега по поверхности лопаты определяют из выражения

$$W_{псн} = (f_c \cos \gamma_{л} + \sin \gamma_{л}) m_{сн} g, \quad (7.30)$$

где $\gamma_{л}$ – угол наклона лопаты к горизонту;

$m_{сн}$ – масса снега, срезаемого за рабочий ход одной лапой и перемещаемого к конвейеру, кг.

Массу (кг) рассчитывают с учетом объема срезаемого снега

$$m_{сн} = \rho_{сн} l_{п} B_{зах} h_{cp}, \quad (7.31)$$

где $B_{зах}$ – ширина захвата снегопогрузчика, м.

При работе транспортера учитывают силы сопротивления, обусловленные перемещением $W_{стр}$ и подъемом снега $W_{пст}$ транспортером, а также силу сопротивления, возникающую при движении самого транспортера $W_{тр}$.

Сопротивление (Н) при перемещении снега транспортером

$$W_{стр} = f_{стр} m_{стр} g \cos \beta_{тр}, \quad (7.32)$$

где $f_{стр}$ – коэффициент трения снега по транспортеру;
 $m_{стр}$ – масса снега, находящегося на транспортере, кг;
 $\beta_{тр}$ – угол наклона транспортера.

Массу снега (кг) определяют исходя из производительности снегопогрузчика $\Pi_{спс}$ (кг/с) по формуле

$$m_{стр} = \Pi_{спс} L_{тр} / v_{тр}, \quad (7.33)$$

где $L_{тр}$ – длина транспортера, м;
 $v_{тр}$ – скорость транспортера, м/с.

Сопротивление (Н), обусловленное подъемом снега при помощи транспортера,

$$W_{пст} = m_{стр} g \sin \beta_{тр}. \quad (7.34)$$

Сопротивление (Н), возникающее при движении транспортера,

$$W_{тр} = f_{тр} m_{тр} g \cos \beta_{тр}, \quad (7.35)$$

где $f_{тр}$ – коэффициент сопротивления передвижению транспортера;
 $m_{тр}$ – масса транспортера, кг.

Кроме того, следует учитывать силы сопротивления, возникающие при взаимодействии лопаты со снегом, и силу сопротивления перемещению самого снегопогрузчика.

Соответственно, *сопротивление (Н), вызванное врезанием ножа лопаты в снег*, рассчитывают по формуле

$$W_{вр} = \kappa_{ср} B_{зах} h_{сл}, \quad (7.36)$$

где $h_{сл}$ – средняя толщина слоя снега, срезаемого лопатой, м.

Сопротивление (Н), обусловленное перемещением лопаты,

$$W_{пл} = (f_{смпл} + i) m_{л} g, \quad (7.37)$$

где $f_{смпл}$ – коэффициент трения стали по материалу дорожного покрытия;
 $m_{л}$ – масса лопаты, кг.

Силу сопротивления (Н) перемещению снегопогрузчика определяют из выражения

$$W_{\text{сп}} = (f_{\text{кач}} + i)(m_{\text{сп}} - m_{\text{пл}})g, \quad (7.38)$$

где $f_{\text{кач}}$ – коэффициент сопротивления качению;

$m_{\text{сп}}$ – масса снегопогрузчика, кг.

Мощность, требуемая для работы лапового снегопогрузчика, включает мощность на привод рабочих органов через коробку отбора мощности $N_{\text{ро}}$ и мощность на привод механизма передвижения $N_{\text{пер}}$ снегопогрузчика. Соответственно,

$$N_{\Sigma} = N_{\text{ро}} + N_{\text{пер}}. \quad (7.39)$$

Мощность $N_{\text{ро}}$ (кВт) привода рабочих органов, передаваемая через коробку отбора мощности,

$$N_{\text{ро}} = \frac{2k_{\text{д}}(W_{\text{ср}}B_{\text{зах}}/2 + W_{\text{псн}}l_{\text{лт}})n}{1000\eta_{\text{пит}}} + \frac{k_{\text{пц}}(W_{\text{стр}} + W_{\text{пст}} + W_{\text{тр}})v_{\text{тр}}}{1000\eta_{\text{тр}}}, \quad (7.40)$$

где $k_{\text{д}}$ – коэффициент, учитывающий действие динамических нагрузок, $k_{\text{д}} = 1,6 \dots 1,7$;

$l_{\text{лт}}$ – длина пути перемещения снега лапой к конвейеру, м;

n – число лап, $n = 2$;

$k_{\text{пц}}$ – коэффициент, характеризующий сопротивление в подшипниках звездочек цепи транспортера, $k_{\text{пц}} = 1,25$;

$\eta_{\text{пит}}$ – КПД трансмиссии от двигателя к питателю;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии от двигателя к транспортеру.

Мощность привода ведущих колес снегопогрузчика $N_{\text{пер}}$ (кВт)

$$N_{\text{пер}} = \frac{(W_{\text{вр}} + W_{\text{пл}} + W_{\text{сп}})v_{\text{сп}}}{1000\eta_{\text{сп}}}, \quad (7.41)$$

где $\eta_{\text{сп}}$ – КПД трансмиссии от двигателя к ведущим колесам.

Расчет фрезерного погрузчика включает тяговый расчет, баланс мощности, определение усилий, возникающих при работе машины, а также расчеты на прочность основных узлов.

Тяговый расчет фрезерного погрузчика. При работе погрузчика возникают следующие наиболее значимые силы: сопротивление срезанию снега лопастями фрезы $W_{\text{фр}}$, сопротивление при подъеме снега $W_{\text{пс}}$, сопротивление при движении ленты транспортера $W_{\text{лт}}$, а также сопротивления, возникающие при перемещении питателя $W_{\text{фп}}$ и самой машины $W_{\text{сп}}$.

Сопротивление (Н) срезанию снега фрезой является величиной переменной, зависящей от положения лопасти,

$$W_{\text{фр}} = k_{\text{ср}} b_1 c_1 \sin \theta, \quad (7.42)$$

где b_1 – ширина полосы, вырезаемая лопастью фрезы-питателя, м,

$$b_1 = \frac{B_{\text{зак}}}{2}, \quad (7.43)$$

c_1 – подача питателя за один оборот, м,

$$c_1 = v_{\text{сп}} / z n_{\text{фр}},$$

z – число заходов фрезы;

$n_{\text{фр}}$ – частота вращения фрезы, об/с;

θ – угол, определяющий положение лопасти, град.

Для оценки мощности на фрезерование снега необходимо оценить затраты энергии на срезание и его отбрасывание при движении фрезы.

Затраты энергии (Дж) на срезание снега

$$A_{\text{ср}} = \frac{k_{\text{ср}} b_1 R_{\text{фр}} v_{\text{сп}} (1 - \cos \theta_0)}{n_{\text{фр}} z}, \quad (7.44)$$

где $R_{\text{фр}}$ – радиус фрезы, м;

θ_0 – угол, определяющий высоту разрабатываемого слоя, град.

Затраты энергии (Дж) на отбрасывание снега

$$A_{\text{от}} = \frac{1}{2} k_{\text{рс}} m_1 R_{\text{фр}} \omega^2 \sin^2 \alpha, \quad (7.45)$$

где $k_{\text{рс}}$ – коэффициент распределения снега по витку фрезы, $k_{\text{рс}} = 0,8 \dots 1,0$;

m_1 – масса снега, подаваемая лопастью за один оборот вращения фрезы, кг;

ω – угловая скорость вращения фрезы, с^{-1} ;

α – угол наклона винтовой линии фрезы, град,

$$\alpha = \arctg(S_{\text{фр}} / 2\pi R),$$

$S_{\text{фр}}$ – шаг фрезы, м.

Затраты энергии (Дж) при перемещении материала фрезой к транспортеру в единицу времени

$$\dot{A}_{i\delta} = \frac{f_{\text{нн}} \dot{I}_{\text{нн}} g B_{\text{сд}\delta}}{2}, \quad (7.46)$$

где $\Pi_{\text{спс}}$ – производительность машины в секунду, кг/с.

Общие затраты энергии (в единицу времени) при перемещении материала фрезой с учетом потерь на трение между лопастями и материалом, т. е. *мощность, необходимая для перемещения материала фрезой,*

$$N_{\text{псф}} = A_{\text{пф}} \frac{\text{tg}(\alpha + \delta)}{\text{tg}\alpha}, \quad (7.47)$$

где δ – угол внешнего трения сыпучего материала (по стали).

Как было отмечено, при работе транспортера возникают силы сопротивления при подъеме материала и при движении ленты конвейера.

Сопротивление $W_{\text{пс}}$ (Н) при подъеме материала определяют по формуле

$$W_{\text{пс}} = m_{\text{стр}} g \sin \beta_{\text{тр}}, \quad (7.48)$$

где $m_{\text{стр}}$ – масса материала на транспортере, кг,

в свою очередь,

$$m_{\text{н\delta}} = \dot{I}_{\text{нн}} L_{\text{сд}} / v_{\text{тр}},$$

Сопротивление $W_{\text{лт}}$ (Н) при движении ленты транспортера вычисляют по формуле

$$W_{\text{лт}} = \kappa_{\text{рол}} (m_{\text{л}} + m_{\text{стр}} + m_{\text{рол}}) g \cos \beta_{\text{тр}}, \quad (7.49)$$

где $\kappa_{\text{рол}}$ – коэффициент сопротивления в опорах транспортера, $\kappa_{\text{рол}} = 0,02 \dots 0,04$;

$m_{\text{л}}$ – масса ленты транспортера, кг;

$m_{\text{рол}}$ – масса поддерживающих роликов, кг.

Таким образом, *мощность (кВт), необходимая для привода рабочих органов,* т. е. питателя и конвейера

$$N_{\delta\text{т}} = \frac{2(\dot{A}_{\text{н\delta}} + \dot{A}_{i\delta}) n_{\delta\delta} z_{\delta\delta}}{1000 \eta_{\text{птг}}} + \frac{(W_{i\text{н}} + W_{\epsilon\delta}) v_{\delta\delta}}{1000 \eta_{\text{тр}}} + N_{i\text{н\delta}}. \quad (7.50)$$

Сопротивление (Н) перемещению фрезерного питателя

$$W_{\text{пл}} = (f_{\text{смп}} + i) m_{\text{фп}} g, \quad (7.51)$$

где $m_{\text{фп}}$ – масса фрезерного питателя, приходящаяся на дорожное полотно, кг.

Сопротивление $W_{\text{сп}}$ (Н) перемещению машины

$$W_{\text{сп}} = (f_{\text{кач}} + i)(m_{\text{сп}} - m_{\text{фп}})g. \quad (7.52)$$

Техническую производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$) погрузчика при непрерывной погрузке материала рассчитывают по формуле

$$\dot{V}_{\text{пн}} = 3600 B_{\text{зад}} h_{\text{пд}} v_{\text{сп}}. \quad (7.53)$$

При оценке эксплуатационной производительности учитывают обеспеченность машинами для погрузки, а также перерывы в работе, связанные с маневрированием машин.

При полной обеспеченности машинами *эксплуатационную производительность* ($\text{м}^3/\text{ч}$) определяют по формуле

$$\dot{V}_{\text{пн}} = 3600 \hat{\epsilon}_a B_{\text{зад}} h_{\text{пд}} v_{\text{сп}} (3600 - n_{\text{м}} t_{\text{ман}}), \quad (7.54)$$

где $k_{\text{в}}$ – коэффициент использования погрузчика по времени;

$n_{\text{м}}$ – число машин, загружаемых за 1 час;

$t_{\text{ман}}$ – продолжительность маневрирования машин при погрузке, с.

7.8 Определение производительности одноковшовых фронтальных погрузчиков

При расчете эксплуатационной производительности фронтальных погрузчиков как машин циклического действия наиболее значимым является временной фактор, а именно продолжительность всего цикла и время, затрачиваемое на отдельные операции. Имеется несколько вариантов оценки производительности, которые дают неравнозначные результаты, поскольку в различной степени учитывают специфику процесса и особенности разрабатываемого материала.

По первому варианту (традиционному) *эксплуатационную производительность* ($\text{м}^3/\text{ч}$) фронтальных одноковшовых погрузчиков рассчитывают по формуле

$$P_{\text{э}} = 3600 k_{\text{в}} k_{\text{нап}} k_{\text{усл}} k_{\text{тр}} \frac{q_{\text{к}}}{T_{\text{ц}}}, \quad (7.55)$$

где $k_{\text{в}}$ – коэффициент использования машины по времени, $k_{\text{в}} = 0,85$;

$k_{\text{нап}}$ – коэффициент наполнения ковша;

$k_{\text{усл}}$ – коэффициент учета условий работы, $k_{\text{усл}} = 0,8 \dots 1,0$;

$k_{\text{тр}}$ – коэффициент учета типа трансмиссии,

$$K_{\text{тр}} = \begin{cases} 0,8 - \text{для обыкновенной,} \\ 1,0 - \text{для автоматической трансмиссии и;} \end{cases}$$

q_k – вместимость ковша с «шапкой», м³;

$T_{\text{ц}}$ – продолжительность цикла, с,

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{под}} + t_{\text{вн}} + t_{\text{зап}} + t_{\text{отх}} + t_{\text{выг}} + t_{\text{ман}}, \quad (7.56)$$

$t_{\text{под}}$ – время подхода погрузчика к бурту материала для заполнения ковша, с,

$$t_{\text{под}} = \frac{L_{\text{под}}}{v_{\text{род}}}, \quad (7.57)$$

$L_{\text{под}}$ – длина пути подхода погрузчика к бурту, м;

$v_{\text{род}}$ – средняя скорость погрузчика при подходе к бурту, м/с;

$t_{\text{вн}}$ – время внедрения ковша в бурт материала, с,

$$t_{\text{вн}} = \frac{l_{\text{д}}}{v_{\text{вн}}}, \quad (7.58)$$

$l_{\text{д}}$ – длина днища ковша, м;

$v_{\text{вн}}$ – средняя скорость погрузчика при внедрении ковша в бурт, м/с;

$t_{\text{зап}}$ – время заполнения ковша, с,

$$t_{\text{зап}} = \frac{\pi D_{\text{гц}}^2 s_{\text{штг}}}{4 \Pi_{\text{н}} \eta_{\text{об}}}, \quad (7.59)$$

$D_{\text{гц}}$ – диаметр поршня гидроцилиндра поворота ковша, м;

$s_{\text{штг}}$ – ход штока гидроцилиндра, м;

$\Pi_{\text{н}}$ – теоретическая подача гидронасоса, приводящего гидроцилиндр поворота ковша, м³/с;

$\eta_{\text{об}}$ – объемный КПД гидронасоса;

$t_{\text{отх}}$ – время отхода погрузчика от бурта и подхода к месту выгрузки, с,

$$t_{\text{отх}} = \frac{L_{\text{отх}}}{v_{\text{отх}}}, \quad (7.60)$$

$L_{\text{отх}}$ – длина пути отхода погрузчика от бурта, м;

$v_{\text{отх}}$ – средняя скорость погрузчика при отходе от бурта, м/с;

$t_{\text{выг}}$ – время выгрузки материала из ковша, с,

$$t_{\text{выг}} = \frac{\pi (D_{\text{ГЦ}}^2 - d_{\text{шт}}^2) \delta_{\text{шт}}}{4\Pi_{\text{п}}\eta_{\text{об}}}, \quad (7.61)$$

$d_{\text{шт}}$ – диаметр штока гидроцилиндра поворота ковша, м;

$t_{\text{ман}}$ – время маневрирования погрузчика, $t_{\text{ман}} = 2 \dots 6$ с.

Как правило, скорости подхода и отхода погрузчика считают одинаковыми, а скорость внедрения ковша в бурт – вдвое меньше скорости подхода.

Расчет производительности по первому варианту можно существенно упростить, если время, затрачиваемое на различные операции, выбирать, исходя из практических наблюдений и рекомендаций. В этом случае вместо формул (7.57)–(7.61) принимают следующие значения продолжительности каждой операции (подхода, внедрения, заполнения, отхода, выгрузки и маневрирования):

$$\begin{aligned} t_{\text{под}} &= 6 \dots 8 \text{ с}; \quad t_{\text{вн}} = 5 \dots 10 \text{ с}; \quad t_{\text{зап}} = 5 \dots 10 \text{ с}; \\ t_{\text{отх}} &= 6 \dots 8 \text{ с}; \quad t_{\text{выг}} = 2 \dots 3 \text{ с}; \quad t_{\text{ман}} = 2 \dots 6 \text{ с}. \end{aligned} \quad (7.62)$$

Во втором варианте для оценки эксплуатационной производительности ($\text{м}^3/\text{мин}$) одноковшовых погрузчиков используют формулу

$$\Pi_{\text{э}} = 60 \frac{K_{\text{в}} K_{\text{нап}} q_{\text{к}}}{K_{\text{р}} T_{\text{ц}}}, \quad (7.63)$$

где $K_{\text{нап}}$ – коэффициент наполнения ковша, $K_{\text{нап}} = 1,2$;

$K_{\text{р}}$ – коэффициент разрыхления.

При этом полный цикл (мин) включает только три временные составляющие – заполнение ковша, транспортирование грунта к месту выгрузки, выгрузка:

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{зап}} + t_{\text{тр}} + t_{\text{выг}}, \quad (7.64)$$

где $t_{\text{тр}}$ – время транспортирования, мин.

При оценке продолжительности цикла в этом варианте (в отличие от первого) учитываются вместимость ковша, дальность транспортирования, качество опорной поверхности, вид материала и тип разгрузки.

Продолжительность каждой стадии технологического процесса можно рассчитывать, используя данные таблиц 7.5 и 7.6. В таблице 7.5 приведена зависимость времени, затрачиваемого на перемещение погрузчика по строительной площадке, от длины пути и профиля дороги. Если машина движется по неподготовленному и неуплотненному основанию, то основание считается слабым, а если имеются неровности (вследствие просыпания материала из ковша), то дорога считается неровной. Движение погрузчика по неровному слабому основанию увеличивает более чем на 50 % время его нахождения в пути, что ведет к

потере производительности. В среднем колесные погрузчики перемещаются на строительной площадке в груженом состоянии со скоростью 4–8 км/ч, а в по-
рожном – в два раза быстрее.

Таблица 7.5 – Зависимость времени движения (мин×10⁻²) погрузчика от длины пути

Профиль и основание дороги	Характер зависимости
Ровная дорога, прочное основание	$t_{тр} = \sqrt{0,32l^2 + 35,77l - 19,05}$
Легкие неровности, прочное основание	$t_{тр} = \sqrt{0,34l^2 + 54,02l - 79,45}$
Путь неровный, среднее основание	$t_{тр} = \sqrt{0,41l^2 + 68,41l - 63,95}$
Путь неровный, слабое основание	$t_{тр} = \sqrt{0,71l^2 + 95,04l - 132,67}$

Как видно из таблицы 7.6, время заполнения ковша зависит от типа загружаемого грунта и способа загрузки. На время выгрузки влияет место разгрузки. При выгрузке в автосамосвал его требуется больше, поскольку необходимо маневрирование для обеспечения точной разгрузки без повреждения погрузчика и самосвала.

Таблица 7.6 – Зависимость времени заполнения и выгрузки ковша погрузчика от его вместимости

Вид действия		Характер зависимости
Набор*	песка из бурта	$t_{зап} = 0,58q + 6,42$
	смеси песка и гальки (щебня)	$t_{зап} = 1,53q + 7,35$
	последовательным срезанием	$t_{зап} = 1,53q + 7,35$
Выгрузка*	в отвал	$t_{выг} = 0,22q + 2,24$
	в автосамосвал	$t_{выг} = 2,35q + 2,31$
Набор**	супеси	$t_{зап} = 0,39q + 8,12$
	суглинка	$t_{зап} = 0,76q + 11,19$
	глины	$t_{зап} = 1,21q + 14,49$
	глины с каменистыми включениями (гальки)	$t_{зап} = 1,15q + 22,03$
Выгрузка**	в отвал	$t_{выг} = 0,33q + 1,86$
	в автосамосвал	$t_{выг} = 2,43q + 1,74$
Набор*	щебня мелкого	$t_{зап} = -0,85q + 5,01$
	щебня среднего	$t_{зап} = -1,29q + 0,57$
	щебня крупного	$t_{зап} = -1,59q + 4,95$
	скальной взорванной породы	$t_{зап} = -1,75q + 9,12$
	кусков взорванной скалы (единичных)	$t_{зап} = -1,8q + 33,86$
Выгрузка*	в отвал	$t_{выг} = -0,1q + 3,36$
<i>Примечание</i> – Время заполнения и выгрузки: * – (мин×10 ⁻²); ** – (мин×10 ⁻³); вместимость ковша – 1–5 м ³ .		

Контрольные вопросы и задания к разделу 7

- 1 Основные классификационные признаки погрузчиков.
- 2 Какими сменными рабочими органами снабжают фронтальные погрузчики?
- 3 Достоинства и недостатки механической и гидромеханической (с гидрообъемным и гидродинамическим компонентами) ходовых трансмиссий.
- 4 Какие эксплуатационные возможности дают одноковшовым погрузчикам Z-образная и H-образная схемы рычажной системы рабочего оборудования?
- 5 Как происходит поворот погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой?
- 6 Как обеспечивается устойчивость телескопических погрузчиков?
- 7 Что такое бортовой поворот?
- 8 Достоинства и недостатки П- и Г-образной рам мини-погрузчиков.
- 9 Конструктивные и технологические отличия одно- и многоковшовых погрузчиков.
- 10 По каким признакам классифицируют вилочные погрузчики?

Задание 1. Определить производительность одноковшового погрузчика. Для этого следует:

- 1) изучить конструкцию и устройство заданного преподавателем типа погрузчика;
- 2) оценить возможности погрузчика заданного типа для работы на различных грунтах;
- 3) с учетом выбранного типа погрузчика и заданной преподавателем характеристики пути транспортирования грунта, дальности транспортирования материала, типа материала, загружаемого в ковш, места разгрузки ковша погрузчика рассчитать его эксплуатационную производительность по двум вариантам по формулам (7.55) и (7.63), сопоставить результаты и сделать выводы;
- 4) дать заключение о точности определения производительности погрузчика различными способами;
- 5) с учетом объема и условий работы подобрать необходимый погрузчик.

Задание 2. Определить основные параметры фронтального погрузчика. Для этого следует:

- 1) изучить конструкцию и устройство заданного преподавателем типа погрузчика;
- 2) определить номинальную грузоподъемность погрузчика, т. е. допустимую силу тяжести груза в ковше при максимальном вылете рабочего оборудования по формуле (7.4);
- 3) проверить полученные значения по показателю удельной грузоподъемности по формуле (7.6);
- 4) определить напорное усилие погрузчика с учетом мощности силовой установки базового трактора по формуле (7.10);
- 5) проверить правильность выбора напорного усилия погрузчика по его удельной величине, отнесенной к ширине ковша, по формуле (7.12);
- 6) сделать выводы по полученным результатам.

Задание 3. Выполнить тяговый расчет фрезерного погрузчика. Для этого следует:

- 1) изучить конструкцию и устройство заданного преподавателем типа машины;
- 2) по индивидуальному заданию, выданному преподавателем, определить влияние отдельного параметра на силу сопротивления материала резанию. Таким параметром может быть:
 - угол внутреннего трения сыпучего материала;
 - удельное сопротивление материала резанию;
 - угол наклона винтовой линии фрезы;
 - ширина фрезы;
- 3) установить интервал изменения исследуемого параметра и наметить несколько значений этого интервала;
- 4) рассчитать силу сопротивления материала резанию для каждого значения параметра и построить график зависимости силы сопротивления резанию от заданного параметра;
- 5) провести анализ полученной графической зависимости влияния исследуемого параметра на силы сопротивления материала резанию и сделать выводы по результатам расчетов;
- 6) произвести оценку сил сопротивления по формулам (7.42)–(7.52);
- 7) проверить правильность расчетов, сопоставив суммарную силу сопротивления перемещению погрузчика силе тяги по двигателю, зависящей от мощности его силовой установки.

8 ТРАНШЕЙНЫЕ ЦЕПНЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

Цель раздела – анализ классификационных признаков многоковшовых экскаваторов, изучение конструкции цепных траншеекопателей и определение их основных параметров.

8.1 Классификация многоковшовых экскаваторов

Многоковшовые экскаваторы (МЭ) являются наиболее распространенными землеройными машинами непрерывного действия. В отличие от однокоршковых экскаваторов МЭ являются специализированными машинами, конструктивные схемы которых значительно отличаются друг от друга.

Они разрабатывают грунт выше уровня стоянки (МЭ верхнего копания) или ниже (МЭ нижнего копания). Современные экскаваторы в основном могут работать как верхним, так и нижним копанием. Разработанный грунт передается на транспортирующие устройства (входящие в состав этих экскаваторов), которые передают его на специальные разгружающие устройства (у экскаваторов большой мощности) или же непосредственно разгружают в транспортные средства или в отвал. (В некоторых случаях транспортировка грунта производится только рабочим органом, который и передает грунт на разгрузочные устройства.)

При разработке забоя МЭ перемещаются или в процессе работы (т. е. передвижение является рабочим), или же после выработки забоя в пределах своих рабочих органов.

МЭ классифицируют по следующим основным признакам:

- 1) *по характеру перемещения рабочего органа* – продольного, поперечного и радиального копания;
- 2) *по виду рабочего органа* – с цепным, роторным, шнекороторным и двухроторным;
- 3) *по типу ходового оборудования* – с пневмоколесным, гусеничным и рельсовым;

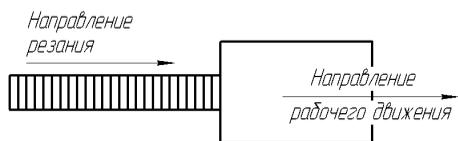


Рисунок 8.1 – Схема продольного копания

У экскаваторов продольного копания (рисунок 8.1) направление резания (копания) совпадает с направлением перемещения рабочего органа. К этой группе машин относят машины с цепными и роторными рабочими органами ковшового и бесковшового (скребки, плужки и др.) типа, предназначенные для создания траншей и канав прямоугольного и трапециевидного типа.

У МЭ поперечного копания (рисунок 8.2) направление резания перпендикулярно направлению перемещения экскаватора. К этой группе относятся машины, в основном, с цепным рабочим органом ковшового типа, предназначенные для карьерных, планировочных и мелиоративных работ. Они обладают наибольшей эффективностью при производстве сосредоточенных земляных работ большого объема.

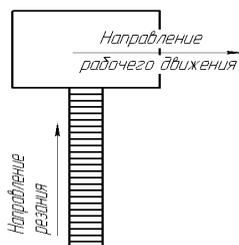


Рисунок 8.2 – Схема поперечного копания

У МЭ радиального копания рабочий орган в виде ковшового колеса (ротора) вращается на конце стрелы (рисунок 8.3), которая, в свою очередь, во время разработки грунта поворачивается вокруг вертикальной оси (одновременно с вращением ротора).

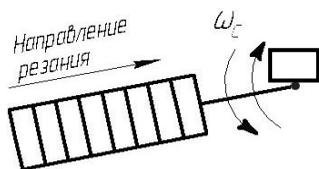


Рисунок 8.3 – Схема радиального копания

Карьерные экскаваторы радиального копания, выполненные на базе одноковшовых экскаваторов, имеют производительность в 1,5–1,7 раза выше, чем одноковшовые экскаваторы той же массы.

Экскаваторам продольного копания присваивается индекс ЭТЦ (экскаватор траншейный цепной) или ЭТР (экскаватор траншейный роторный); экскаваторы поперечного копания имеют индекс ЭМ, радиального копания – ЭР. После буквенного индекса следует цифровое обозначение, которое содержит следующую информацию:

– для экскаваторов продольного копания (ЭТР и ЭТЦ) первые две цифры обозначают глубину копания (в дециметрах), третья цифра – порядковый номер модели;

– для экскаваторов радиального копания первые три цифры обозначают вместимость ковша (в литрах), а четвертая – порядковый номер модели;

4) типу силовой установки – с двигателем внутреннего сгорания, электрическим двигателем, комбинированной силовой установкой (дизель-электрической, дизель-гидростатической, дизель-гидродинамической).

– для экскаваторов поперечного копания первые две цифры обозначают вместимость ковша (в литрах), третья цифра – порядковый номер модели.

При модернизации после цифрового обозначения добавляют буквы по порядку русского алфавита. Далее указывается климатическое исполнение аналогично обозначению для ГОЭ. Например, индекс ЭТР-206А обозначает: экскаватор траншейный роторный, глубина копания – 20 дм (2,0 м), шестая модель – 6, первая модернизация – А.

8.2 Изучение устройства и конструкции цепных траншеекопателей

Цепные траншеекопатели (траншейные цепные экскаваторы – ЭТЦ) – это самоходные неповоротные машины нижнего продольного копания с многоковшовым или бесковшовым рабочим органом. При своем перемещении они разрабатывают за один проход траншею заданных параметров (глубины, ширины и профиля) с одновременной транспортировкой грунта в сторону от траншеи. Их применяют для рытья траншей прямоугольного или трапецидального профиля.

ЭТЦ состоит из следующих основных частей:

- 1) базового тягача;
- 2) рабочего оборудования, включающего цепной рабочий орган для копания траншеи и поперечное (к продольной оси машины) отвальное устройство для удаления грунта;
- 3) вспомогательного оборудования для управления рабочим органом и другими механизмами.

ЭТЦ классифицируют по следующим основным признакам:

- 1) *по типу ходовой системы базового тягача* – пневмокошесные и гусеничные;
- 2) *по числу цепей* – одно-, двух- и трехрядные;
- 3) *по виду рабочих элементов* – с ковшами, плужками, скребками, резцами и зубьями;
- 3) *по способу соединения рабочего оборудования с базовым тягачом* – с навесным и полуприцепным;
- 4) *по типу привода* – с механическим, гидравлическим, электрическим и комбинированным (наиболее распространенным);
- 5) *по способу транспортирования грунта из траншеи* – с безотвальным и отвальным (шнеками, ленточными и скребковыми конвейерами) устройством.

Их рабочие органы непрерывно перемещаются по замкнутому контуру при одновременном перемещении базового шасси. Их производительность $P_{\text{т}}$ значительно превышает производительность одноковшовых экскаваторов $P_{\text{оэ}}$ такой же мощности: $P_{\text{т}} = (2 \dots 2,5)P_{\text{оэ}}$ при более высоком качестве работ и меньших энергозатратах.

Траншекопатели разрабатывают как мерзлые, так и талые (немерзлые грунты). Их используют для работы предпочтительно в однородных грунтах I–IV категорий. Крупные каменные включения приводят к отказам, простоям и дополнительным затратам на ремонтно-восстановительные работы.

Траншейные экскаваторы наиболее эффективны при работе на прямолинейных участках большой протяженности.

Рабочее оборудование ЭТЦ включает:

- цепь с режущими элементами;
- отвальный конвейер;
- механизмы управления;
- передаточные и подъемные механизмы.

Рабочий процесс копания траншеи включает ряд последовательных операций:

- подготовку экскаватора к работе, в том числе перевод цепного органа в рабочее положение и его вращение;
- постепенное заглубление цепи с помощью подъемного механизма до заданной отметки;
- перемещение тягача с заданной скоростью, согласованной со скоростью вращения цепи.

На рисунке 8.4 представлена принципиальная схема рабочих органов экскаватора с двухрядной цепью. На ее звеньях крепятся ковши 1 (или другие рабочие элементы). На раме 8 установлены приводные 6 и натяжные 3 звездочки, которые охватывают цепь с присоединенными рабочими элементами. Верхняя (холостая) ветвь опирается на поддерживающие ролики 5, а нижняя (рабочая) свободно провисает и фиксируется опорными роликами 2.

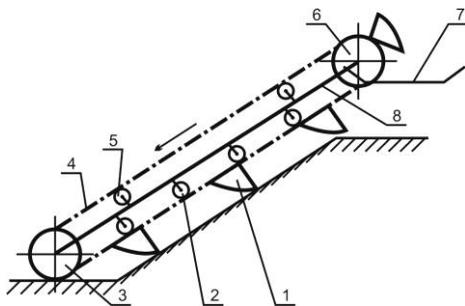


Рисунок 8.4 – Рабочие органы ЭТЦ:

- 1 – ковш; 2 – опорный ролик;
3 – натяжная звездочка; 4 – цепь; 5 – поддерживающий ролик; 6 – приводная звездочка верхнего вала; 7 – зона разгрузки; 8 – рама

Рама направляет движение цепи и определяет глубину траншеи (в зависимости от угла наклона). Ковш закреплен на цепях только в передней части (козырьком), поэтому в верхней точке при огибании цепями звездочек ковш опрокидывается, вращаясь относительно оси вала (его хвостовая часть поднимается кверху, разгружая грунт на отвальный конвейер 7).

Цепи обычно бывают двухрядными и однорядными (реже – трехрядными). Однорядную цепь применяют для скребковых и плужковых рабочих элементов при отрывании узких траншей. Для прорезания щелей в мерзлых и полускальных грунтах

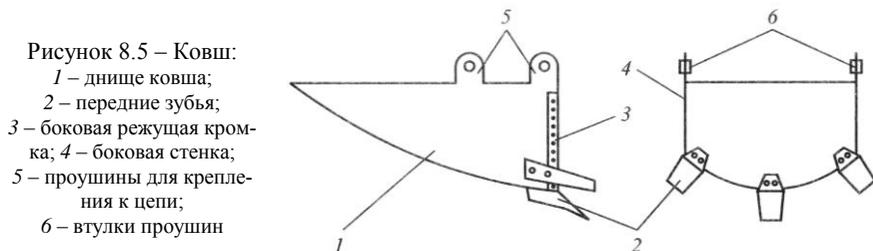
используют рабочий орган, имеющий цепь с зубьями (бар). Для рытья широких траншей используют три цепи и два ряда ковшей.

Для ковшовой двухрядной цепи применяют раму коробчатого сечения, для однорядной – легкую раму трубчатого или решетчатого сечения.

В нижней части рамы располагают устройство для натяжения цепи. ЭТЦ с вертикальной ковшовой рамой (или со скребковым рабочим оборудованием) имеют подпружиненное натяжное устройство. ЭТЦ с наклонным рабочим органом и ковшовым рабочим оборудованием снабжают жестким неподпружиненным натяжным устройством.

Ковши являются саморазгружающимися, открытыми спереди и сверху, с проушинами на боковых стенках для крепления цепи. Корпус выполняют из листовой стали, необходимую жесткость корпусу придает утолщенный козырек (из марганцовистой или хромоникелевой стали). Зубья оснащают твердосплавными пластинами, которые напаивают или наплавляют на передние грани легкоосъемных зубьев.

На рисунке 8.5 показан один из видов ковшей, которые используют в цепных экскаваторах. Ковш 1 оснащен передними зубьями 2, боковым зубом 3, а также проушинами 5 для крепления на несущих цепях. Для повышения эффективности разгрузки задняя стенка выполнена пологой.



Сопряжения днища ковша с боковыми стенками и хвостовой частью закругляют, чтобы уменьшить налипание или намерзание грунта. Ковш при копании удерживается на цепи за счет ее натяжения, что позволяет ему относительно свободно обходить непреодолимые препятствия в грунте. В частности, при встрече с камнем ковш отклоняется и обходит его. Так продолжается несколько раз, пока камень не оголится и ковш не захватит его. Если же попадается непреодолимое препятствие, во избежание поломки рабочих органов приводной вал и вал приводных звездочек ЭТЦ оснащают предохранительными устройствами (муфтами предельного момента).

При разработке липких грунтов используют самоочищающиеся ковши, каждый из которых состоит из двух звеньев, расположенных на цепи, – ковша без задней стенки (первое звено) и передней стенки (второе звено).

При набегании на ведущую звездочку задняя стенка поворачивается и выталкивает липкий грунт из ковша.

Цепь приводится в движение от звездочки верхнего (турасного) вала и огибает нижний (полевой) турас, который выполнен в виде огибающего блока, свободно сидящего на оси.

В качестве отвального устройства применяют шнековые, ленточные и скребковые конвейеры.

Отвальные шнеки используют в малых ЭТЦ с плужковым и скребковым рабочим оборудованием. В ряде случаев на скребковых ЭТЦ применяют вместо шнеков скребковые цепные конвейеры.

Привод экскаваторов, как правило, однодвигательный (дизель тракторного типа). Передаточные механизмы осуществляют копание, собственное рабочее перемещение, перемещение отвального конвейера, изменение (подъем-опускание) положения рабочего органа и транспортное перемещение экскаватора.

Привод ходового оборудования при пониженных рабочих скоростях (и при бесступенчатом регулировании в диапазоне 20–800 м/ч) осуществляется с помощью ходоуменьшителя, который включен в трансмиссию базового трактора. Ходоуменьшитель представляет собой обычно трехступенчатый цилиндрический редуктор с приводом от гидромотора (аксиально-поршневого). Гидромотор приводится гидронасосом через редуктор от двигателя внутреннего сгорания. При транспортных скоростях ходоуменьшитель отключают.

Используют механические и гидромеханические трансмиссии. Как правило, гидромеханическими трансмиссиями приводят механизмы, не требующие затрат большой мощности (механизмы подъема рабочего органа и рабочего передвижения экскаватора, в ряде случаев – привод ленты конвейера).

Механические трансмиссии используют для привода механизмов, потребляющих большую мощность и не требующих плавного регулирования скорости в широком диапазоне (приводы рабочих органов и транспортного передвижения).

Во многих моделях современных экскаваторов применяют гидрообъемный привод как рабочего перемещения машины, так и движения цепи.

Для эффективного использования при разработке грунтов различной прочности и рытья траншей разной глубины траншекопатели имеют бесступенчатое регулирование скорости их перемещения.

Рабочий орган имеет, как правило, не менее двух-трех скоростей движения при копании. На максимальной скорости рабочий орган разрабатывает грунт невысокой прочности, на промежуточной – однородные грунты средней и высокой прочности (в том числе мерзлые), на наименьшей – грунты с твердыми включениями.

Скоростные режимы рабочего органа и базового тягача подбирают так, чтобы независимо от глубины траншей обеспечить максимальное заполнение ковшей.

Приводы рабочих органов имеют предохранительное устройство в виде дисковой фрикционной муфты предельного момента, которая защищает узлы привода и рабочий орган от поломок и перегрузок при его встрече с непреодолимым препятствием, например, крупным камнем.

Для изменения ширины траншеи траншейный цепной экскаватор имеет два-три комплекта ковшей разной ширины. Для небольшого изменения ширины траншеи устанавливают зубья-уширители.

Для резки слабых грунтов используют беззубые ковши со сплошной режущей кромкой.

Для улучшения разгрузки грунта в ЭТЦ вместо ковшей используют комбинированные устройства, которые состоят из закрепленных на арочном козырьке резцов и скребков.

В пределах траншеи грунт от просыпания удерживается стенками и грудью забоя, а при выходе из траншеи – лотком, заканчивающимся в начале зоны разгрузки грунта на отвальный конвейер.

В устойчивых грунтах траншею роют без откосов, в менее устойчивых – с откосами. Для этого рабочие органы дооборудуют цепными откосообразователями (откосниками).

Активные цепные откосники (рисунок 8.6) имеют вид цепей с закрепленными в звеньях зубьями. Каждая из двух дополнительных цепей одним концом крепится на балансире (качающемся относительно рамы), а другим – на пальце, расположенном эксцентрично на натяжной звездочке основной цепи. Дополнительные цепи получают возвратно-поступательное движение и пропиливают грунт в зоне откоса.

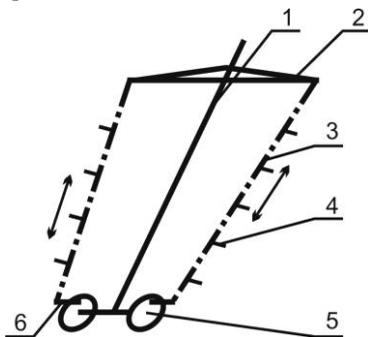


Рисунок 8.6 – Схема активного откосника:

- 1 – рама; 2 – балансир;
- 3 – цепь; 4 – зуб; 5 – натяжное колесо; 6 – палец-эксцентрик

Цепные траншейные экскаваторы выпускают на базе пневмоколесных и гусеничных тракторов и оснащают одноцепным (однорядной цепью) и двухцепным (двухрядной цепью) скребковым рабочим органом для разработки не мерзлых грунтов, а также специальным цепным рабочим органом с резцами для разработки немерзлых грунтов. Откосники устанавливают только на двухрядные цепи.

Для рытья траншей прямоугольного профиля шириной 0,2–0,4 м в однородных грунтах I–III категорий используют *цепные экскаваторы в виде унифицированного навесного оборудования на пневмоколесные тракторы тягового класса 14 кН* (с одним или двумя ведущими мостами). На рисунке 8.7 представлен траншеекопатель на базе колесного трактора МТЗ-82.

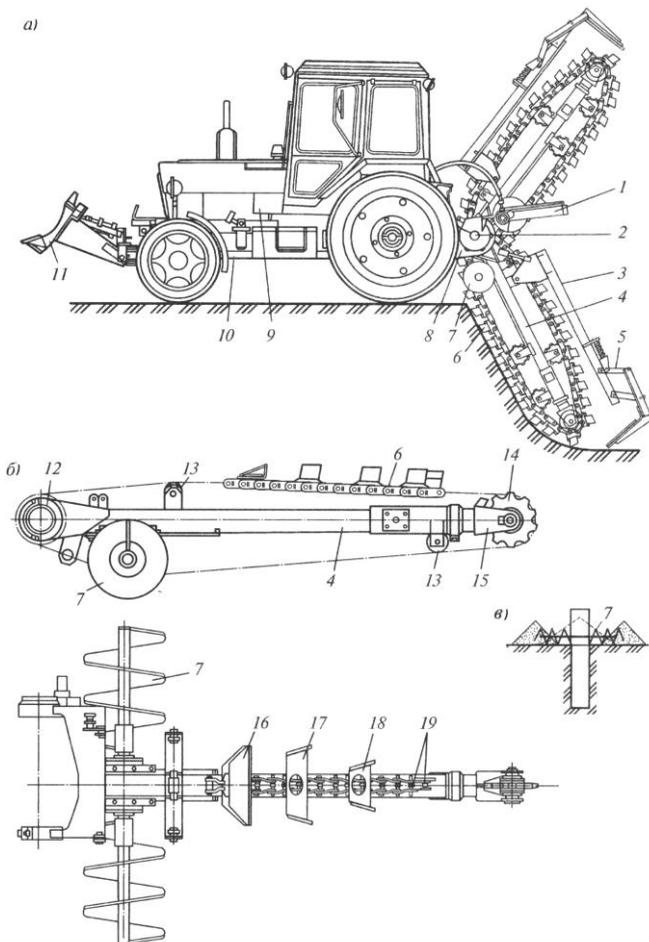


Рисунок 8.7 – Цепной траншейный экскаватор на колесном ходу:

а – общий вид; *б* – рабочий орган; *в* – схема эвакуации грунта:

1 – механизм управления положением рабочего органа; 2 – приводной вал; 3 – рама зачистного башмака; 4 – основная рама рабочих органов; 5 – зачистный башмак; 6 – цепь; 7 – отвальный шнек; 8 – редуктор привода цепи; 9 – ходоуменьшитель; 10 – вал отбора мощности трактора; 11 – отвал бульдозера; 12 – ведущая звездочка; 13 – опорный ролик; 14 – натяжная звездочка; 15 – винтовое натяжное устройство; 16 – скребок; 17–19 – резы

Навесное экскаваторное оборудование установлено на раме 4, шарнирно закрепленной на базовом тракторе. В состав оборудования входят цепь 6 с резцами 17–19 и скребками 16, отвальный шнековый конвейер 7 и консольный зачистной башмак 5. Для управления положением рамы трактор снабжен гидравлическим механизмом 1 ее подъема и опускания, а для управления рабочей скоростью – ходоуменьшителем 9.

Однорядная втулочно-роликовая цепь 6, установленная на раме 4, опирается на ролики 13 и натягивается с помощью устройства 15 между ведущей 12 и натяжной 14 звездочками. Резцы 17–19 разрабатывают грунт, а скребки 16 удаляют его из траншеи. Количество резцов, приходящееся на один скребок, зависит от ширины траншеи. Разработку грунта начинает самый узкий резец 19, а завершает самый широкий 17.

Ведущая звездочка 12 цепи на приводном валу 2 получает вращение от вала отбора мощности базового трактора 10 через трехступенчатый редуктор 8 с переменным передаточным числом, обеспечивающим четыре рабочие скорости (от 0,8 до 2,1 м/с) и реверсивный ход цепи. В редукторе привода цепи установлена предохранительная фрикционная муфта предельного момента. Натяжение цепи регулируют перемещением натяжной звездочки 14 винтовым натяжным устройством 15. Перемещение грунта в боковые отвалы производят два шнека 7 отвального конвейера, установленного на раме рабочего органа. Шнеки приводятся во вращение скребковой цепью. К дополнительной раме 3 рабочего органа крепится сменный башмак 5 для зачистки дна траншеи.

Вместо основного рабочего органа на трактор может быть навешено сменное баровое оборудование для нарезания щелей шириной 0,14 м и глубиной до 1,3 м в мерзлых грунтах.

Заглубление рабочего органа в грунт, а также его подъем (при переводе в транспортное положение) осуществляют гидравлическим подъемным механизмом 1, гидроцилиндр которого связан с рабочим органом рычажной системой. Для получения пониженных рабочих скоростей движения машины при копании траншей и их бесступенчатого регулирования в диапазоне от 20 до 800 м/ч в трансмиссию базового трактора включен ходоуменьшитель 9 в виде трехступенчатого цилиндрического редуктора с приводом от аксиально-поршневого гидромотора. При транспортных переездах машины ходоуменьшитель отключается. Гидромотор ходоуменьшителя, гидроцилиндры механизма подъема рабочего органа и управления отвалом бульдозера приводятся гидронасосами через редуктор от дизельного двигателя, а управление ими ведется из кабины машиниста с помощью двух золотниковых гидрораспределителей.

На рисунке 8.8 показан вариант гидравлической системы цепного траншекопателя на базе МТЗ. Гидропривод экскаватора состоит из двух контуров: привода установки рабочего оборудования и привода рабочего пере-

движения машины. Для подъема и опускания цепного органа используют распределитель 3 с ручным управлением и встроенным предохранительным клапаном. Четырехпозиционный золотник с пружинным возвратом в нейтральное положение обеспечивает стопорение, реверс и плавающее положение гидроцилиндра 4. Аналогичным образом управляют гидроцилиндром 5, предназначенным для установки и изменения положения дополнительного рабочего органа – бульдозерного отвала.

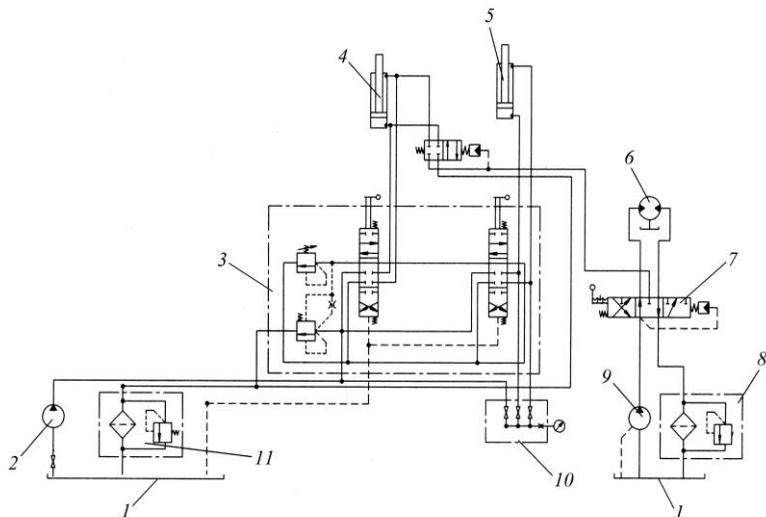


Рисунок 8.8 – Гидравлическая схема траншекопателя на колесном ходу:
 1 – бак с рабочей жидкостью; 2, 9 – насосы; 3, 7 – гидрораспределители; 4 – гидроцилиндр управления положением цепного органа; 5 – гидроцилиндр подъема-опускания бульдозерного отвала; 6 – гидромотор привода рабочего хода; 8, 11 – фильтры; 10 – манометр с кранами

Для привода рабочего хода экскаватора используют отдельный контур, который включает насос 9, гидрораспределитель 7 и гидромотор 6.

На территории постсоветского пространства самым распространенным и недорогим является ЭТЦ на базе трактора МТЗ различных модификаций. Следует отметить, что все они имеют переднюю навеску с дополнительным рабочим оборудованием, что расширяет их технологические возможности. Эти экскаваторы выпускают в Беларуси, Украине, России, Эстонии и др. В Беларуси компания «Амкор» производит цепные траншекопатели различных моделей на базе трактора Беларус-82П, имеющего эксплуатационную мощность 57,4 кВт при частоте оборотов 2200 мин⁻¹. Модели Амкор 91Е и Амкор 91ЕВ предназначены для разработки грунтов I–III категорий при ширине траншеи 0,2 и 0,4 м и глубине копания до 1,6 м. Модели Амкор 91Е-10 и Амкор 91ЕВ-10 используют для выполнения работ с

мерзлыми грунтами и грунтами до VI категории. Соответственно, параметры формируемой траншеи будут несколько меньше: ширина – 0,14 м при глубине копания до 1,4 м. Трактор снабжен гидроходоуменьшителем, который обеспечивает рабочие скорости на первой передаче в диапазоне от 0 до 0,44 км/ч.

Борисовский завод грунторезной техники производит цепные экскаваторы на базе трактора Беларус-92П модели ЭЦ-1800. Привод скребковой цепи – от вала отбора мощности трактора. Он предназначен для рытья траншей прямоугольного профиля шириной 0,18; 0,21 и 0,27 м при максимальной глубине до 2,0 м.

Как правило, все модели ЭТЦ на базе колесных тракторов, помимо задней навески траншеекопателя, имеют переднее навесное рабочее оборудование в виде погрузочного ковша, бульдозерного отвала и др.

Техническая производительность ЭТЦ на базе МТЗ составляет до 80–90 м³/ч.

Тенденция минимизации воздействия машин на окружающую среду путем уменьшения их мощности, габаритов и массы не обошла и цепные траншеекопатели. Ведущие производители землеройной техники производят и траншейные микроэкскаваторы. Например, американо-бельгийская фирма «Bobcat» производит несколько моделей микротраншеекопателей, обеспечивающих размеры траншеи по ширине от 0,1 м и по глубине от 0,75 м. Компактные экскаваторы, имеющие силу тяжести от 360 кг, оснащены гидроприводами хода и одноцепного рабочего органа, не зависящими друг от друга. На рисунке 8.9 представлены две модели микротраншеекопателей на колесном и гусеничном ходу фирмы «Barreto», которые используют для прокладки коммуникаций низкого залегания при минимальной ширине траншеи 100 мм. Мощность двигателя составляет 16 л.с. для колесного и 20 л.с. для гусеничного траншеекопателя. Они располагают полностью гидрофицированным оборудованием и приводом хода, а также реверсом вращения цепи.



Рисунок 8.9 – Микротраншеекопатели на колесном и гусеничном ходу

Ведущие предприятия по производству землеройной техники выпускают типоразмерные ряды траншеекопателей, отличающиеся главным показателем – шириной траншеи. Например, фирма «Ditch Witch» выпускает гамму цепных траншеекопателей на колесном – от микротраншеекопателя (мощностью 9,7 кВт) с ручным приводом, который формирует траншею шириной 0,08 м и глубиной 0,76 м, до полноразмерной машины (мощностью 86 кВт) с параметрами траншеи 0,61×1,75 м. Помимо этого, фирма производит экскаваторы на гусеничном ходу, которые обеспечивают значительно большие габариты траншеи – до 0,66×2,44 м при мощности силовой установки 194 кВт. В таблице 8.1 представлены технические характеристики некоторых моделей цепных траншеекопателей компании «Ditch Witch».

Таблица 8.1 – Технические характеристики цепных траншеекопателей

Модель	h , мм	B_{\min} , мм	N , кВт	m , кг	Габариты, м	Ход
Ditch Witch 1030	760	80	9,7	408	2,03×0,81×1,24	КХР
Ditch Witch 1230	914	80	9,7	411	2,03×0,81×1,24	КХР
Ditch Witch 1330	915	110	9,7	417	2,1×0,84×1,20	КХ
Ditch Witch 1820	1220	85	13,4	590	2,05×0,9×1,6	КХ
Ditch Witch RT36	1500	410	26	1785	3,9×1,6×2,2	КХ
Ditch Witch RT55	1600	125	45	2545	3,3×1,8×2,4	КХ
Ditch Witch RT75H	1750	610	55	3620	3,3×1,9×2,8	КХ
Ditch Witch RT115H	1750	610	86	3620	3,76×2,08×2,80	КХ
Ditch Witch HT115H	1750	610	86	5443	3,5×2,1×2,6	ГХ
Ditch Witch HT220	2349	203	160	19500	8,45×2,15×2,8	ГХ
Ditch Witch HT260	2440	280	194	25000	8,45×2,15×2,8	ГХ
<i>Примечание – h – максимальная глубина копания; B_{\min} – минимальная ширина траншеи; N – мощность двигателя; m – масса машины; КХР – колесный ход с ручным приводом; КХ – колесный ход; ГХ – гусеничный ход.</i>						

В Беларуси мини-траншеекопатели выпускает ГСКБ объединения «Гомсельмаш» на базе универсального энергетического средства «УЭС-30 Полесье» (рисунок 8.10). Ходовая трансмиссия энергосредства – гидромеханическая с гидрообъемным компонентом. Ходовые колеса 1, 5 приводят от дизельного двигателя мощностью 30 л.с. через насосы 2 и гидромоторы 3, 10. Крутящий момент от гидромоторов передают через бортовые редукторы 4, 9 на колеса, диски которых крепят к ступицам, расположенным на выходных валах бортовых редукторов. Цепной рабочий орган 8 и отвальный шнек 7 (с левой и правой навивкой) приводят от насоса 14 через гидромотор 6, расположенный на валу ведущей звездочки.

Как правило, для масштабных земляных работ в качестве базовых тягачей используют гусеничные тракторы. На рисунке 8.11 представлена конструктивная схема переоборудованного гусеничного трактора с навесным рабочим оборудованием в виде двухрядной цепи с ковшами (или скребка-

ми) и отвальным конвейером для перемещения разработанного грунта в боковой отвал или в транспортное средство.

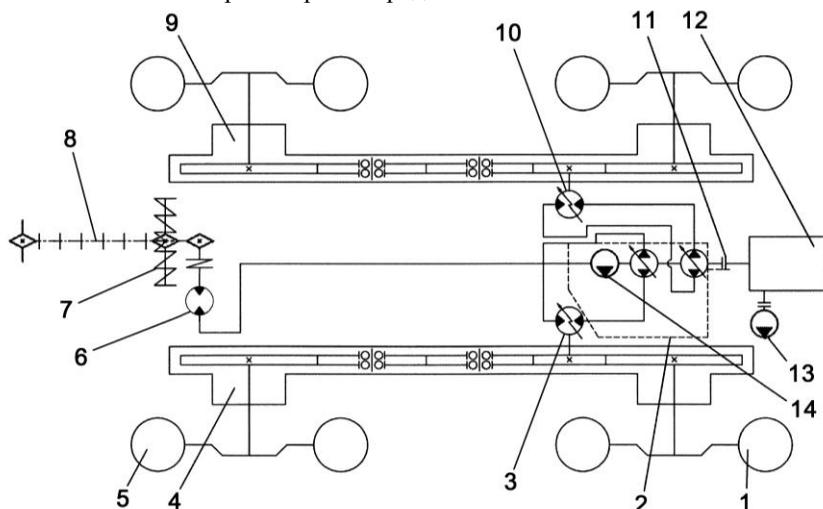


Рисунок 8.10 – Кинематическая схема энергосредства «УЭС-30» с траншекопателем:

1, 5 – пневмоколеса; 2 – блок гидронасосов; 3, 10 – гидромоторы привода хода; 4, 9 – бортовые редукторы; 6 – гидромотор привода цепного рабочего органа; 7 – отвальный шнек; 8 – цепной рабочий орган; 11 – муфта; 12 – двигатель; 13 – гидронасос на привод управления положением рабочего органа; 14 – гидронасос привода цепного рабочего органа

Навесное землеройное оборудование установлено на наклонной раме 7 коробчатого сечения, шарнирно закрепленной на базовом тракторе. На раме установлены две ведущие 4 и две натяжные 8 звездочки, которые связаны двумя пластинчатыми цепями 5, к которым на одинаковом расстоянии друг от друга крепятся ковши 6 (или комбинированные режущие устройства – режущие элементы с зубьями 10 и транспортирующие грунт скребки 11). Верхний приводной вал с ведущими звездочками 5 цепей имеет предохранительную муфту предельного момента.

В состав оборудования входят отвальный ленточный конвейер 13 и цепной откосник 12. Для управления положением рамы и, соответственно, для изменения глубины отрываемой траншеи используют механизм подъема рамы, который включает два гидроцилиндра 1 и два рычага 2. На раме установлены также промежуточные ролики 9, поддерживающие рабочие ветви цепей и уменьшающие провисание их холостых ветвей.

При движении тягача вперед и одновременном перемещении цепи ковши 6 врезаются в массив и наполняются грунтом, а затем в верхней точке

при огибании цепями ведущих звездочек опрокидываются, разгружая грунт на отвальный конвейер 13.

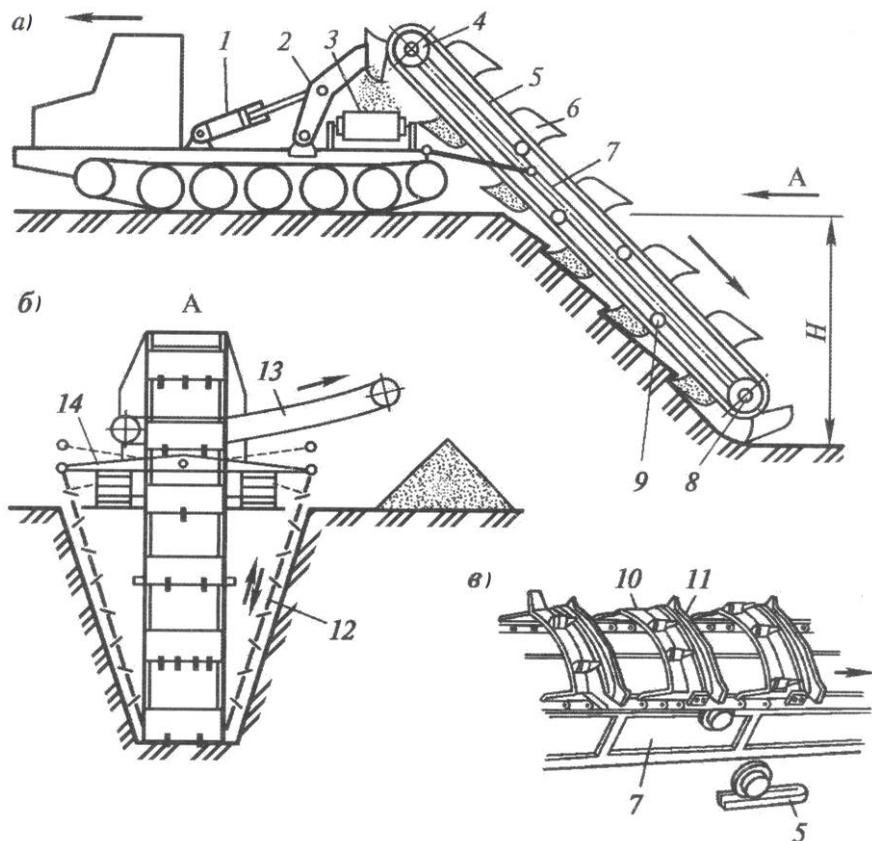


Рисунок 8.11 – Цепной экскаватор на гусеничном ходу:

a – общий вид; *б* – рабочий орган; *в* – схема размещения скребок:

1 – гидроцилиндр управления положением рабочего органа; 2 – рычаг; 3, 13 – отвальный ленточный конвейер; 4 – ведущая звездочка; 5 – пластинчатая цепь; 6 – ковш; 7 – рама; 8 – натяжная звездочка; 9 – опорный ролик; 10 – режущий элемент с зубьями;

11 – транспортирующий скребок; 12 – цепной откосник; 14 – балансирующий рычаг откосника

При оснащении цепей комбинированными режущими элементами их размещают на цепи по схеме, которая обеспечивает наименьшую энергоёмкость процесса копания. Резцы, установленные на козырьке 10, отделяют грунт от массива, а скребки 11, выполняющие функции ковшей, поднимают его из траншеи на высоту приводных звездочек цепи и выгружают на конвейер 3.

Для формирования трапецеидальной формы траншеи на рабочем органе устанавливают цепные откосники 12, конструкция которых аналогична представленной на рисунке 8.6. Верхние концы цепей шарнирно прикреплены к качающемуся балансирующему рычагу 14 с центральным шарниром, нижние – к эксцентрично установленным пальцам натяжных звездочек 8 рабочего органа, сообщающих откосникам возвратно-поступательное движение. Грунт, срезаемый цепями откосника, обрушивается на дно траншеи и выносятся из траншеи транспортирующими скребками 11.

Более детально комбинированное режущее устройство представлено на рисунке 8.12. Оно содержит режущий элемент в виде упрочненной арки 2 (kozyрька) с резами 3 и транспортирующий скребок 4, установленные на цепях 1 на заданном расстоянии друг от друга. Величина шага между соседними режущими устройствами зависит от длины звена цепи; резы на соседних элементах располагают так, чтобы они перекрывали ширину рабочей зоны.

На рисунке 8.13 представлена кинематическая схема гусеничного траншекопателя. Как уже было отмечено, привод рабочего органа является механическим. Двигатель базового тягача 1 обеспечивает через муфту сцепления, распределительную коробку 2, редуктор реверса 5, конический редуктор 16 и коническо-цилиндрический редуктор 11 вращение приводному валу 12. В свою очередь, вал через звездочки 13 приводит в движение несущие цепи 8 с режущими элементами. Вал снабжен предохранительным устройством – пневмокамерной муфтой предельного момента 10. Откосники 9 получают возвратно-поступающее движение от натяжных звездочек 7 цепей 8.

Ленточный конвейер 14 имеет гидравлический привод. Его ведущие барабаны являются мотор-барабанами со встроенными планетарными редукторами, каждый из которых приводится индивидуальным гидромотором 15 от нерегулируемого насоса 4.

Привод механизма хода зависит от режима работы экскаватора. В рабочем режиме передвижение базового тягача обеспечивает регулируемый насос 3 через гидромотор 17, что позволяет бесступенчато регулировать скорость рабочего хода в диапазоне от 5 до 150 м/ч. В транспортном режиме используют механическую трансмиссию базового трактора 6.

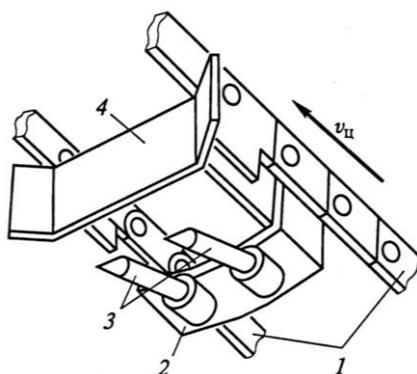


Рисунок 8.12 – Комбинированное режущее устройство для двухрядной цепи:

1 – цепи; 2 – режущий козырек;
3 – резы; 4 – скребок

Рабочее оборудование располагают в основном симметрично продольной оси экскаватора. Помимо этого, имеются модели с боковым расположением рабочего органа, а также модели, у которых цепь перемещается в направляющих в поперечном направлении по ширине машины, что позволяет расширить траншею в заданном месте.

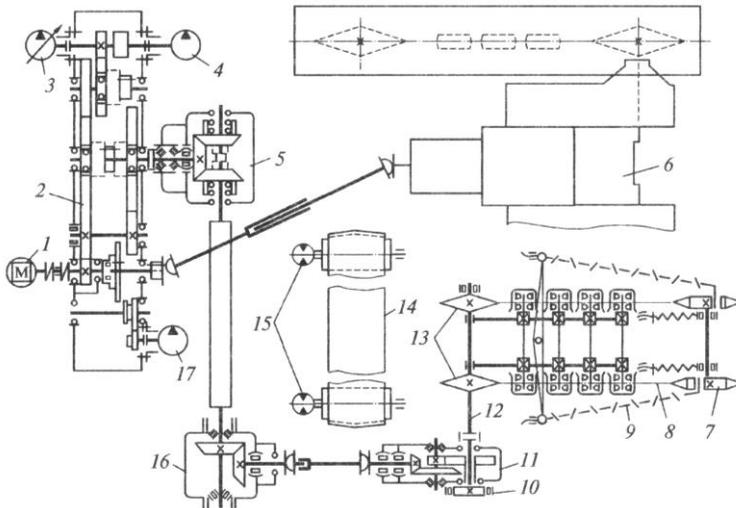


Рисунок 8.13 – Кинематическая схема траншеекопателя на гусеничном ходу:
 1 – дизельный двигатель; 2 – распределительная коробка; 3 – регулируемый насос привода рабочего хода; 4 – нерегулируемый насос; 5 – редуктор реверса; 6 – базовый трактор;
 7 – натяжная звездочка несущей цепи; 8 – несущая цепь; 9 – цепь откосника; 10 – пневмокамерная муфта предельного момента; 11 – верхний редуктор; 12 – ведущий вал цепного рабочего органа; 13 – ведущие звездочки несущей цепи; 14 – ленточный конвейер; 15 – гидромоторы; 16 – конический редуктор; 17 – гидромотор привода рабочего хода

Развитие многоковшовых экскаваторов связано в основном с особенностями технологического процесса разработки грунтов – непрерывностью и однотипностью. Поэтому к основным направлениям их дальнейшего совершенствования следует отнести следующие мероприятия.

Во-первых, повышение производительности машин за счет увеличения мощности силовых установок, снижения потерь грунта при его разработке и транспортировании.

Во-вторых, повышение уровня их автоматизации за счет:

- а) широкого применения систем автоматического регулирования положения рабочего органа;
- б) управления курсом машины с помощью лазерных систем;
- в) автоматического регулирования режимов работы с учетом свойств разрабатываемого грунта;

г) совершенствования систем технического диагностирования состояния основных узлов машины с использованием микропроцессорной техники.

В-третьих, расширение технологических возможностей экскаваторов за счет применения различных видов сменного рабочего оборудования для разработки разнообразных грунтов, а также формирования траншей различного профиля.

В-четвертых, повышение надежности экскаваторов за счет применения материалов с высокими и стабильными показателями физико-механических свойств, использования более совершенных конструктивных решений, расширения применения методов унификации, агрегатирования и блочной компоновки.

Один из вариантов автоматизации состоит в поддержании заданного положения рабочего органа для отрывки траншеи необходимой глубины и профиля. Регулирование глубины копания с заданным углом наклона цепи осуществляют по лазерному лучу или по копирному тросу. На рисунке 8.14 представлена система автоматического управления глубиной копания

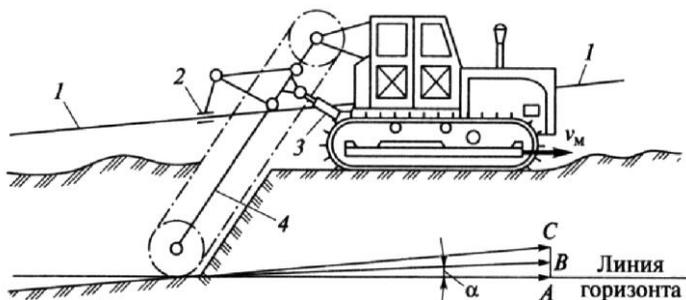


Рисунок 8.14 – Система автоматического управления глубиной копания цепного экскаватора:

α – заданный угол наклона траншеи к горизонту;

1 – копирный трос; 2 – электромагнитное контактное устройство;

3 – гидроцилиндр управления положением цепи; 4 – рама

При рабочем движении экскаватора вдоль копирного троса 1 одновременно перемещается электромагнитное контактное устройство 2, установленное на кронштейне, который закреплен на раме цепи 4. Оно состоит из двух датчиков, между которыми проходит копирный трос. Если цепь движется параллельно копиру, не касаясь датчиков, дно траншеи формируется в соответствии с проектным заданием. Если же копир касается одного из датчиков, контакт устройства 2 замыкается, преобразованный и усиленный сигнал поступает на исполнительный механизм, который приводит в действие гидроцилиндр 3. Далее с помощью микропроцессора производится изменение положения цепи и угла наклона траншеи до заданной величины α .

8.3 Определение основных параметров

Во время движения вдоль забоя ковш снимает стружку шириной b и толщиной h_c .

Для экскаваторов, снабженных ковшами, ширина стружки равна ширине ковша: $b_c = b_k$. В этом случае толщина (м) снимаемой стружки

$$h_c = \frac{K_n q_k}{K_p b L}, \quad (8.1)$$

где K_n – коэффициент наполнения;
 q_k – вместимость ковша, m^3 ;
 K_p – коэффициент разрыхления;
 L – длина забоя, м.

Для экскаваторов, снабженных комбинированными режущими элементами, толщина (м) стружки

$$h_c = \frac{K_3 h_o}{K_p n}, \quad (8.2)$$

где K_3 – коэффициент заполнения рабочего пространства, $K_3 = 0,3 \dots 0,5$;
 h_o – высота режущих (транспортирующих) лопаток, м;
 n – число режущих элементов, одновременно находящихся в забое.

Как было отмечено, важным аспектом эффективности работы ЭТЦ является взаимоувязанный подбор скорости копания рабочим органом и скорости экскаватора, т. е. скорости подачи.

При оценке параметров ЭТЦ исходят из предположения о максимальной заполняемости ковшей и выносной способности экскаватора.

Для экскаваторов с ковшовым органом *техническую производительность* можно выразить через характеристики ковшей и габариты траншеи.

Через характеристики ковшей производительность определяют по формуле

$$P_{\text{тех}} = \frac{K_n}{K_p} n q_k, \quad (8.3)$$

где K_n – коэффициент наполнения ковша;
 K_p – коэффициент разрыхления;
 n – число разгрузок в единицу времени;
 q_k – вместимость ковша, m^3 .

С учетом того, что

$$n = \frac{v_{\text{ц}}}{t_k},$$

где $v_{\text{ц}}$ – скорость цепи, м/с;

t_k – шаг ковшей,

формулу (8.3) можно записать в виде

$$P_{\text{тех}} = \frac{K_n}{K_p} \frac{v_{\text{ц}}}{t_k} q_k. \quad (8.4)$$

С другой стороны, техническая производительность через параметры траншеи имеет вид

$$P_{\text{тех}} = bh v_3, \quad (8.5)$$

где b – ширина траншеи, м;

h – глубина траншеи, м;

v_3 – скорость траншейного цепного экскаватора, м/с.

Приравняем (8.4) и (8.5), тогда скорость экскаватора

$$v_y = \frac{\hat{e}_i}{\hat{e}_\delta} \frac{v_\delta}{t_\delta} q_\delta. \quad (8.6)$$

Таким образом, v_3 характеризует оптимальную скорость движения, обеспечивающую максимальную техническую производительность. Анализируя выражение (8.6), можно отметить необходимость обеспечения v_3 в широком диапазоне, т. е. бесступенчатого регулирования v_3 .

Для экскаваторов с бесковшовым органом

$$\dot{I}_{\text{ддб}} = \frac{\hat{e}_c}{\hat{e}_\delta} F_p v_p. \quad (8.7)$$

где F_p – площадь сечения рабочего пространства, м²;

v_p – скорость движения режущих или транспортирующих элементов, м/с.

Общий расчет многоковшовых траншейных экскаваторов включает:

- 1) определение основных параметров;
- 2) определение нагрузок;
- 3) баланс мощности;
- 4) проверку устойчивости.

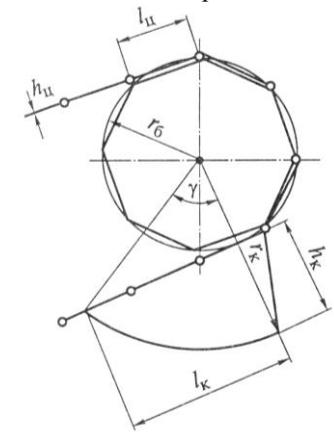
Основные размеры цепного рабочего органа связаны с габаритами ковшей. Размеры рабочего органа (рисунок 8.15) определяют по приведённым ниже формулам.

Длина ковша (м)

$$l_{\hat{e}} = \sqrt{r_{\hat{e}}^2 - \left[r_{\hat{a}} + \frac{h_{\hat{b}}}{2} \right]^2}. \quad (8.8)$$

Высоту ковша (м), свободно разгружающегося через заднюю кромку (стенку) при наклоне цепи под углом 45–50°, принимают

$$h_k = (1,1 \dots 1,2) r_{\hat{b}}. \quad (8.9)$$



Ширину ковша (м) с учетом размера боков *Рисунок 8.15 – Основные характеристики цепного рабочего органа:*

$$b_k = B_{тр} - (0,06 \dots 0,10). \quad (8.10)$$

Геометрическую вместимость ковша (м³) о

$$q_k = \left[\frac{\pi r_k^2 \gamma}{360} + \frac{l_{ц} h_k}{4} + \frac{l_k (2r_б + h_1)}{4} \right] \gamma$$

$l_{ц}$ – длина звена цепи; $h_{ц}$ – высота звена цепи; $r_б$ – радиус окружности барабана или приводного блока; r_k – радиус кривизны днища ковша; h_k – высота ковша; l_k – длина ковша; γ – центральный угол днища ковша

где γ – центральный угол днища ковша, град,

$$\gamma = \arccos \left(\frac{2r_б + l_{ц}}{2r_б + h_{ц} + 2h_k} \right) \quad (8.12)$$

Если вместо ковшей используют комбинированные режущие устройства, *вместимость скребков* (м³) оценивают по формуле

$$q_c = \left(\frac{h_c^2}{2 \operatorname{tg} \alpha_{ц}} \right) + \frac{h_c^2 \operatorname{tg} \varphi_{отк}}{4 \sin^2 \alpha_{ц}} b_c, \quad (8.13)$$

где h_c – высота скребка, м;

$\alpha_{ц}$ – угол наклона цепи к горизонту, град;

$\varphi_{отк}$ – угол естественного откоса грунта, град;

b_c – ширина скребка, м.

Мощность двигателя затрачивается на резание грунта, его транспортировку к месту выгрузки, на механизм передвижения и вспомогательные механизмы.

Итак, полная мощность (кВт) расходуется на приводы:

– рабочего органа, $N_{р.о.}$;

– конвейера, $N_{кон.}$;

– механизма передвижения, $N_{пер.}$;

– вспомогательных систем (управления, охлаждения и др.), $N_{в.}$

Она составляет

$$N = N_{р.о.} + N_{кон.} + N_{пер.} + N_{в.} \quad (8.14)$$

или

$$N = \kappa_0 \Pi_{тех} + N_{в.}, \quad (8.15)$$

где κ_0 – удельная энергоемкость рабочего процесса, кВт/(м³/с);

$\Pi_{тех}$ – техническая производительность, м³/с;

$N_{в.}$ – мощность, затрачиваемая на вспомогательные операции и не зависящая от производительности, кВт.

Мощность рабочего органа (кВт) складывается из энергозатрат на копанье, подъем и перемещение грунта по горизонтали, а также на перемещение самой цепи:

$$N_{p.o} = \frac{\dot{V}_{\text{доб}}}{1000\eta_{\text{ко}}} \left[\hat{e}_{\text{сг}} + \rho_{\text{а}} g \left(\frac{h}{2} + h_{\text{г}} \right) + \rho_{\text{а}} g l_{\text{а}} f \right] + \frac{2Wg l_{\text{а}} v_{\text{о}} m_{\text{о}}}{L}, \quad (8.16)$$

где $\kappa_{\text{коп}}$ – удельная энергоемкость копания (численно равная удельному сопротивлению копания), кВт/(м³/с);

$\eta_{\text{ц}}$ – КПД привода цепи;

$\rho_{\text{г}}$ – плотность грунта, кг/м³;

h – глубина траншеи, м;

$h_{\text{о}}$ – расстояние от поверхности до уровня разгрузки, м;

$l_{\text{г}}$ – длина горизонтальной проекции цепи, м;

f – коэффициент сопротивления движению экскаватора;

W – приведенное сопротивление передвижению цепи, кН;

$v_{\text{ц}}$ – линейная скорость цепи, м/с;

$m_{\text{ц}}$ – масса цепи, кг;

L – общая длина цепи, м.

Мощность (кВт), потребляемая отвальным конвейером,

$$N_{\text{кон}} = \frac{\kappa_{\text{б}}}{1000\eta_{\text{пр}}} \left[\Pi_{\text{тех}} (\rho_{\text{г}} h + \kappa_{\text{п}} g \rho_{\text{г}} l + \rho_{\text{г}} v_{\text{л}}^2) + 2\kappa_{\text{п}} v_{\text{л}} l (g_{\text{л}} + g_{\text{р}}) \right], \quad (8.17)$$

где $\kappa_{\text{б}}$ – коэффициент, учитывающий затраты мощности на вращение концевых барабанов, перегибы ленты и др., $\kappa_{\text{б}} = 1,2 \dots 1,4$;

$\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода конвейера;

h – высота подъема грунта, м;

l – длина пути перемещения по горизонтали, м;

$v_{\text{л}}$ – скорость ленты, м/с;

$\kappa_{\text{п}}$ – приведенный коэффициент сопротивления перемещению ленты на роликах, $\kappa_{\text{п}} = 0,03 \dots 0,06$;

$g_{\text{л}}$, $g_{\text{р}}$ – удельная (погонная) сила тяжести ленты и роликов, Н/м.

Мощность (кВт) механизма передвижения

$$N_{\text{пер}} = \frac{v_{\text{л}} [m_{\text{л}} g (f + i) + P_{\text{р.о}} (\sin\beta + f \cos\beta)]}{1000\eta_{\text{пер}}} \quad (8.18)$$

или с учетом производительности

$$N_{\text{пер}} = \frac{\Pi_{\text{тех}} [m_{\text{л}} g (f + i) + P_{\text{с}} (\sin\beta + f \cos\beta)]}{1000F\eta_{\text{пер}}}, \quad (8.19)$$

где m_3 – масса, кг;

i – индекс уклона;

P_c – усилие копания (т. е. сила сопротивления копанию), Н;

β – угол наклона цепи к горизонту, град;

F – площадь сечения траншеи, м²;

$\eta_{\text{пер}}$ – КПД привода хода.

Контрольные вопросы и задания к разделу 8

1 Основные классификационные признаки многоковшовых экскаваторов.

2 Основные признаки ЭТЦ.

3 Устройство и рабочий процесс цепных траншейных экскаваторов.

4 Конструктивные особенности комбинированного режущего органа.

5 Как связаны между собой скорость движения экскаватора и скорость перемещения цепи?

6 Определить техническую производительность ЭТЦ с ковшовым и бесковшовым рабочими органами.

Задание 1. Определить производительность траншеекопателя. Для этого следует:

1) изучить конструкцию и устройство заданного преподавателем типа цепного экскаватора;

2) оценить его возможности для работы на различных грунтах;

3) с учетом выбранного типа траншеекопателя и других параметров рассчитать его эксплуатационную производительность с учетом формул (8.4) и (8.7), сопоставить и сделать выводы по полученным результатам.

Задание 2. Произвести оценку баланса мощности траншеекопателя. Для этого следует:

1) изучить конструкцию и устройство заданного преподавателем типа цепного экскаватора;

2) по индивидуальному заданию, выданному преподавателем, определить влияние отдельного параметра на мощность рабочего органа. Таким параметром может быть:

– плотность грунта;

– глубина траншеи;

– линейная скорость цепи;

– общая длина цепи;

3) установить интервал изменения исследуемого параметра и наметить несколько значений этого интервала;

4) рассчитать мощность рабочего органа по формуле (8.16) для каждого значения параметра и построить график ее зависимости от заданного параметра;

5) провести анализ полученной графической зависимости и сделать выводы по результатам расчетов;

6) по формуле (8.14) рассчитать полную мощность, расходуемую на приводы рабочего органа, конвейера, механизма передвижения и вспомогательных систем;

7) сопоставить рассчитанную мощность с заданной мощностью силовой установки траншекопателя и сделать выводы о технологических возможностях машины.

9 ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ БЕСТРАНШЕЙНОЙ ПРОКЛАДКИ ПОДЗЕМНЫХ КОММУНИКАЦИЙ

Цель работы – изучение машин и оборудования для бестраншейной разработки грунта при прокладке различных подземных коммуникаций, а также определение их основных параметров.

При прокладке трубопроводов под дорогами (автомобильными, железными) и другими препятствиями (улицами, сооружениями, зданиями и др.) используют две основные технологии земляных работ — *открытая* (с разработкой траншеи при помощи экскаваторов) и *закрытая*.

9.1 Классификация закрытых методов прокладки трубопроводов

Бестраншейная прокладка трубопроводов относится к закрытым методам разработки грунта. Ее сущность состоит в том, что сначала под землей прокладывают защитный кожух или футляр (трубу большего диаметра), а затем в него вставляют на всю длину рабочую трубу.

О соотношении размеров кожуха и рабочей трубы свидетельствуют данные таблицы 9.1.

Таблица 9.1 – Геометрические характеристики трубы-кожуха для прокладки подземных коммуникаций

Наружный диаметр, мм		Толщина стенки кожуха, мм	
трубы	кожуха	при горизонтальном бурении	при продавливании или проколе
159	325	8	9
273	426	9	11
325	530	10	12
530	720	10	12
720	920	10	12
920	1220	11	14
1220	1420	12	14
1420	1720	16	16

Методы закрытой прокладки классифицируют по следующим основным признакам:

1) *по диаметру трубопровода* – малого (до 600 мм) и большого (до 2000 мм) диаметра;

2) *по типу силового воздействия на грунт* – горизонтальным (в том числе направленным) бурением, проколом (механическим, пневмо-, вибро- и гидрпроколом), продавливанием, раскаткой скважины и щитовой проходкой;

3) *по способу разработки грунта* – без выемки грунта из рабочей зоны, с выемкой грунта из трубы или скважины.

Для кожухов диаметром до 273 мм используют в основном стальные бесшовные трубы, а для подземных коммуникаций больших диаметров – стальные сварные трубы.

Помимо стальных труб, все шире используют пластиковые трубы из композиционных материалов на основе полимеров (поливинилхлорида, полиэтилена, полипропилена).

Независимо от метода прокладки, предварительно по обе стороны дороги отрывают рабочий и приемный котлованы, в которых монтируют необходимое оборудование.

Метод бестраншейной прокладки выбирают с учетом диаметра и длины подземных коммуникаций, грунтовых и гидрогеологических условий, требований к точности и глубине прокладки. Наибольшее распространение для труб малого диаметра получили горизонтальное бурение, прокол и продавливание, для труб большого диаметра – щитовая и штольневая проходка при прокладке тоннелей и коллекторов.

При горизонтальном бурении прокладывают подземные коммуникации диаметром до 1720 мм и длиной до 70 м. Однако современные установки расширяют технологические возможности этого метода и позволяют увеличить габариты подземных коммуникаций.

Прокол домкратом или грунтопрокальвателем чаще применяют для прокладки труб малых диаметров (не более 500 мм) в глинистых, суглинистых и других связных грунтах. Ограничение диаметра прокальваемых труб обусловлено тем, что при проколе трубой-кожухом, оснащенным специальным наконечником, грунт из скважины не удаляется, что требует для реализации метода больших усилий. Поэтому длина прокола труб не превышает 60–80 м.

Метод продавливания с извлечением из трубы грунта применяют практически в любых грунтах I–IV категорий при разработке скважин для труб диаметром 800–1720 мм при длине прокладки до 100 м.

Щитовой и штольневый методы применяют при необходимости устройства подземных коммуникаций больших габаритов (переходов, тоннелей и др.).

Многие производители расширяют технологические возможности установок горизонтального бурения, создавая на их основе гибридные комплексы,

которые оснащают оборудованием для реализации различных методов закрытой прокладки подземных коммуникаций (продавливанием, проколом).

В таблице 9.2 представлены технологические возможности различных методов бестраншейной прокладки подземных коммуникаций.

Таблица 9.2 – Методы бестраншейной прокладки

Метод	Трубопровод		Оптимальные грунты	Скорость проходки, м/ч	Усилие продавливания, кН	Ограничения по применению
	диаметр, мм	длина, м				
Прокол						
Домкратами	50–500	80	Песчаные и глинистые без твердых включений	3,0–6,0	148–2450	Кроме скальных и кремнистых грунтов
Гидровоздействием	100–200	30–40	Песчаные и супесчаные	1,6–14,0	250–1600	Наличие источников воды и мест для сброса пульпы
Вибровоздействием	500	60	Песчаные и супесчаные грунты, плавунуны	20,0–60,0	5,0–7,5	Кроме твердых и скальных грунтов
Грунтопрокальвателем	89–108	50–60	Глинистые	2,5–20,0	–	Кроме твердых и скальных грунтов
Пневмопробойником	300–400	40–50	Грунты I–III категорий	30–40 (без расширителей)	0,75–25,0	Кроме грунтов с повышенным водонасыщением
Продавливание						
–	400–2000	70–80	Грунты I–III категорий	0,2–1,5	4500	Кроме плавунунов
Горизонтальное бурение						
–	325–1720	40–70	Песчаные и глинистые	1,5–9,0	–	Без грунтовых вод

Бестраншейная прокладка является самым сложным видом земляных работ, которая требует квалифицированного обслуживающего персонала, специализированного технического оснащения и технологического обеспечения.

9.2 Изучение основных методов и оборудования

Горизонтальное бурение является наиболее распространенным и энерго-сберегающим методом бестраншейной прокладки подземных коммуникаций. Его применяют для прокладки трубопроводов различного назначения под естественными и искусственными препятствиями, в том числе под автомобильными и железными дорогами.

Различают две основные группы методов горизонтального бурения – ненаправленное (неуправляемое) и направленное бурение.

Горизонтальное ненаправленное бурение состоит в разработке горизонтальной скважины с помощью специализированного бурового шнека (и выносом грунта из скважины транспортирующими шнеками) и одновременно продавливанием (или затягиванием) через скважину трубы. Секции трубы и шнеков добавляются при движении бурошнекового комплекса.

Метод ненаправленного горизонтального бурения является одним из самых доступных по сравнению с другими методами бестраншейной прокладки коммуникаций. Как видно из таблицы 9.2, этот метод обеспечивает прокладку трубопроводов или защитных труб-футляров (для размещения в них кабелей, рабочих трубопроводов и других коммуникаций) диаметром от 325 до 1720 мм при максимальной длине (в зависимости от грунта) до 40–70 м. Отметим, что приведенные цифры не являются окончательными, поскольку технологии и оборудование для горизонтального бурения постоянно совершенствуются, что на данный момент обеспечивает разработку скважин диаметром до 2440 мм и длиной до 170 м.

Для этих целей используют специальные механизированные установки, которые имеют унифицированное оборудование и одинаковый принцип действия. Эти установки производят непрерывное бурение горизонтальной скважины, удаление из нее грунта и одновременную прокладку в скважине трубы.

Современная бурошнековая установка для реализации ненаправленного бурения содержит опорную раму (станину), автономный силовой блок с дизельным двигателем, домкратную станцию для продавливания труб, трансмиссию, систему управления, систему лазерного наведения с компьютерным управлением, а также рабочее оборудование, состоящее из головного шнека с буровой головкой, транспортирующих шнеков и др.

Бурильные установки целесообразно классифицировать по следующим признакам:

- 1) *по массе* – легкие, средние и тяжелые;
- 2) *по типу привода рабочего оборудования* – с механическим, гидромеханическим, электромеханическим и пневмомеханическим;
- 3) *по виду бурения* – керновое, бескерновое и шнеко-коронковое;
- 4) *по характеру удаления грунта* – с циклическим (через люк в борту комплекса) и непрерывным (через торец обсадной трубы);
- 5) *по схеме установки рабочего оборудования* – стационарная и подвесная.

На рисунке 9.1 представлена схема легкой установки горизонтального бурения с подвесным расположением оборудования. Предварительно одноковшовым экскаватором отрывают рабочий котлован для размещения бурового оборудования и вспомогательных средств. Установка состоит из ДВС 8, механической (или гидромеханической) трансмиссии 10, тяговой лебедки 7, рабочего органа для бурения скважины в виде винтового конвейера 13 с фрезерной буровой головкой 1 на его переднем конце, трубы-кожуха 12 и других элементов. Двигатель и привод основных механизмов монтируют на раме 6, которую фиксируют при помощи стяжных хомутов 11 на конце трубы-кожуха 12, установленной на направляющих тележках 14. Напорное усилие кожуху обеспечивает тяговая лебедка 7 через полиспаст 4, подвижная обойма 3 которого установлена на раме 6, а неподвижная – на якоре 2, вкопанном в грунт насыпи.

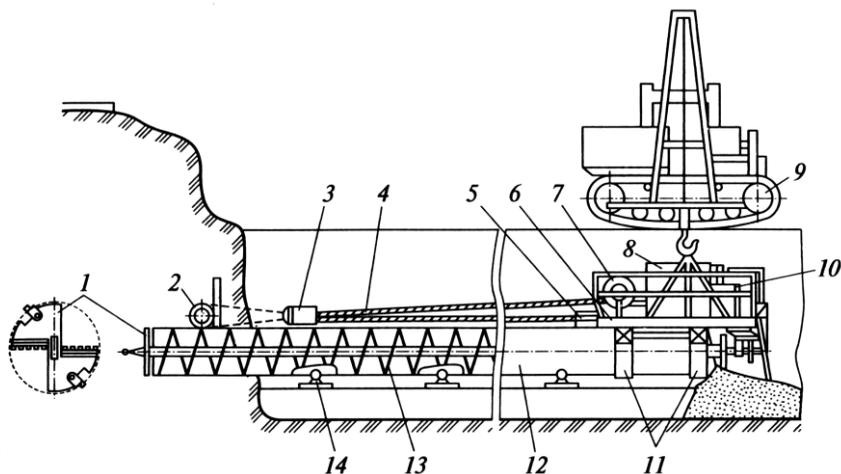


Рисунок 9.1 – Схема установки горизонтального бурения:

- 1 – буровая фрезерная головка; 2 – якорь; 3 – подвижная обойма тягового полиспаста;
- 4 – тяговый полиспаст; 5 – неподвижная обойма тягового полиспаста; 6 – рама;
- 7 – тяговая лебедка; 8 – силовая установка; 9 – кран-трубоукладчик; 10 – трансмиссия;
- 11 – стяжные хомуты; 12 – труба-кожух; 13 – винтовой конвейер; 14 – направляющая тележка

Разработку скважины осуществляют вращением буровой головки 1 и ее осевой подачей в забой вместе с трубой 12. Разрушенный буровой головкой грунт поступает на винтовой конвейер 13, перемещается по трубе к ее открытому торцу, высыпается на дно траншеи и удаляется из нее одноковшовым экскаватором.

Сменная буровая головка фрезерного типа оснащена режущими с твердосплавными пластинами, ее диаметр на 30–50 мм больше наружного диаметра трубы, чтобы снизить сопротивление грунта перемещению трубы в скважине. Как видно из рисунка 9.1, буровая головка имеет симметричную форму, которая обеспечивает неуправляемое прямолинейное перемещение рабочего инструмента. Скорость проходки зависит от категории грунта и составляет 2,0–5,5 м/ч для средних и 1,8–3,5 м/ч для тяжелых грунтов. Частота вращения шнека составляет: 0,18–0,30 с⁻¹ при разработке средних и 0,10–0,15 с⁻¹ при разработке тяжелых грунтов. В установках, оснащенных гидромеханической трансмиссией, скорости осевой подачи и вращения головки регулируются бесступенчато в зависимости от условий земляных работ.

Для удержания установки от опрокидывания и проворачивания трубы вокруг оси используют кран-трубоукладчик 9, который фиксирует трубу крюком за раму 6 и перемещается вдоль траншеи со скоростью подачи установки в забой.

К достоинствам технологии ненаправленного горизонтального бурения следует отнести:

- бурение без применения воды и бурового раствора (бентонита) и, как следствие, стабильность скважины и отсутствие просадки грунта;
- низкую стоимость по сравнению с другими бестраншейными технологиями;
- относительно небольшие усилия осевого продавливания;
- широкий диапазон диаметра скважины, ее значительную длину и большую скорость проходки;
- возможность создания гибридных установок для реализации других способов разработки грунта.

Основной недостаток состоит в технологических возможностях, ограниченных разработкой устойчивого грунта.

Ведущие производители техники для прокладки подземных коммуникаций методом горизонтального бурения не ограничиваются единичными установками, а выпускают типоразмерные ряды машин и оборудования. В таблице 9.3 представлены характеристики установок горизонтального шнекового бурения американских компаний, имеющих многолетний опыт в производстве оборудования для закрытых методов разработки грунтов. Как видно, типоразмерный ряд охватывает широкий диапазон параметров, что позволяет выбрать модель в зависимости от решаемой задачи с учетом свойств грунта, характеристик скважины и др.

Для повышения эффективности работы в грунтах различной категории и расширения технологических возможностей установки горизонтального бурения снабжают дополнительным оборудованием. Например, немецкая компания «Bohrtee» оснащает свои установки буровым инструментом различного диаметра для соответствующих грунтов, пневмударным инструментом для бурения скальных пород, гибридным оборудованием, обеспечивающим как шнековое бурение, так и горизонтальное направленное бурение. Американская компания «Michael Bute» производит буровые установки с различными приводами, в том числе гидромеханическими с гидрообъемным компонентом, механическими на основе планетарных редукторов, электрогидромеханическими и др.; разрабатывает рабочее оборудование гибридного типа, способное после переналадки работать в режиме продавливания или прокола; производит установки, которые разрабатывают грунт не из котлована, а в подвешенном состоянии на стреле трубоукладчика, что упрощает бурение скважин и прокладку трубопроводов на холмах, откосах и отвесных плоскостях.

Таблица 9.3 – Технические характеристики установок шнекового бурения

Модель	Мощность, кВт	Усилие подачи, кН	Крутящий момент, Н·м	Диаметр буровой штанги, мм	Диаметр трубопровода, мм
Barbco					
24-100	14	513	735	57	102–610
24/30-150	36	802	1370	76	102–762
30/36-200	48	1006	1900	76	102–914
36/48-350	59	1924	2400	102	305–1066
36/48-500	72	2645	3530	102	305–1066
48/60-950	118	4300	6990	127	305–1524
60/66-1MHD	184	5290	9460	127	305–1828
American Augers					
24/30-150	34	690	–	76	102–762
36/42-440NG	76	2720	–	125	305–1067
36-600NG	85	2720	–	125	305–914
42-600NG	85	2720	–	125	305–1067
48/54-900NG	143	4080	–	125	607–1372
60-1200NG	134	5440	–	125	305–1524
72-1200NG	186	5440	–	125	305–1830
84/96-1300NG	223	5900	–	125	610–2440

Горизонтальное направленное бурение (ГНБ, по англ. – Horizontal Directional Drilling) обеспечивает прокладку скважин по криволинейной трассе, обходя искусственные или естественные препятствия. Для направленного бурения используют буровую головку асимметричной формы (например, в виде долота), которая в совокупности с механизмом задавливания позволяет менять траекторию бурения. Напомним, что для ненаправленного бурения применяют буровую головку (например, бурошпек) симметричной формы, благодаря чему результатом бурения является прямолинейная трасса.

Буровые установки ГНБ различают по нескольким основным признакам:

- 1) *по способу передвижения* – самоходные, прицепные и стационарные;
- 2) *по типу шасси* – гусеничные и пневмоколесные;
- 3) *по массе* – малые, средние, тяжелые и сверхтяжелые.

Буровые установки обычно комплектуют оборудованием, обеспечивающим технологический процесс ГНБ под заданным установочным углом, который достигает 10–26° в зависимости от поставленной задачи. Базой установки чаще всего является гусеничное шасси, для чего нередко используют шасси одноковшовых экскаваторов подходящих габаритов. В состав установки, смонтированной на раме шасси, входят дизельный двигатель с гидромеханической ходовой трансмиссией, рабочее оборудование (буровая головка, расширитель скважины, вертлюг протяжки и др.) и его привод, буровой лафет, автоматическая система подачи и укладки штанг, зубчатоременная передача подачи штанг, комплект буровых штанг в кассетах, кран с манипулятором для подачи буровых штанг и расширителей, гидравлическая система управления работой установки, гидравлические приспособления для быстрого соединения и разъединения штанг, навигационная компьютерная система, контролирующая позиционирование бурового инструмента и определяющая его координаты в процессе бурения, пульт дистанционного управления для контроля за буровой установкой, насосно-смесительный узел для приготовления и подачи бурового раствора, система мониторинга и аварийной сигнализации и др.

Отметим, что установку ГНБ легко трансформировать в установку для ненаправленного бурения.

ГНБ проводят в три этапа. Перед началом бурения изучают состав и свойства грунта по намеченной трассе, далее по типу грунта подбирают режимы бурения с учетом расположения имеющихся коммуникаций на пути пилотной скважины, которая состоит из прямолинейных участков и дуг с большим радиусом кривизны.

На первом этапе проводят бурение пилотной скважины с помощью буровой головки с постоянным контролем ее положения (например, с помощью эхолотического передатчика, установленного в головке). Буровая головка имеет скос в передней части и отверстия для подачи в рабочую зону бентонитового бурового раствора, который закачивают в скважину для об-

разования суспензии с размельченной породой. Раствор выполняет несколько функций: уменьшает трение на буровой головке и штанге, охлаждает инструмент, предохраняет скважину от обвалов и очищает ее от размельченной породы. Контроль за местоположением буровой головки осуществляют с помощью переносного приемного устройства (локатора), который принимает и обрабатывает сигналы встроенного в корпус головки передатчика. На мониторе локатора отображается визуальная информация о расположении буровой головки, которая дублируется на дисплее системы управления в кабине оператора установки. При необходимости изменения положения головки оператор останавливает вращение буровых штанг и устанавливает скос головки в нужном положении, после чего производит задавливание буровых штанг без их вращения для коррекции траектории бурения. Буровые штанги – это трубы диаметром 50–80 мм и длиной 2–6 м, на концах которых нарезана коническая (внешняя и внутренняя) резьба для их соединения между собой. Кроме того, каждая штанга имеет две сильфонные вставки (соединения). По мере продвижения вращающейся буровой головки в буровой установке штанги вкручивают одна в другую. В зависимости от длины штанги рабочая нить обеспечивает изгиб для обхода выявленных ранее подземных препятствий. При этом изменение направления движения буровой головки в горизонтальной и вертикальной плоскостях происходит по принципу гибкого троса. Формирование пилотной скважины завершается выходом буровой головки в заданной проектом точке.

*На втором этапе предварительно расширяют пилотную скважину с помощью расширителя обратного действия – римера (от англ. *reamer* – инструмент для расширения скважины), который устанавливают вместо буровой головки. Далее ример протягивают с одновременным вращением через скважину в направлении буровой установки, расширяя скважину до необходимого размера. Для обеспечения энергосберегающего протягивания трубопровода через расширенную скважину ее диаметр должен на 25–50 % превышать диаметр прокладываемого трубопровода. Количество проходов с протягиванием вспомогательных труб меньшего диаметра через скважину для ее расширения зависит от ее конечного диаметра: чем больше диаметр трубопровода, тем больше количество проходов, необходимых для последовательного доведения скважины до нужного диаметра.*

И, наконец, *на третьем этапе протягивают через скважину предварительно подготовленную плетть трубопровода* необходимой длины, которую раскладывают на противоположной от буровой установки стороне скважины. Буровая установка протягивает в подготовленную скважину плетть труб по проектной траектории (рисунок 9.2).

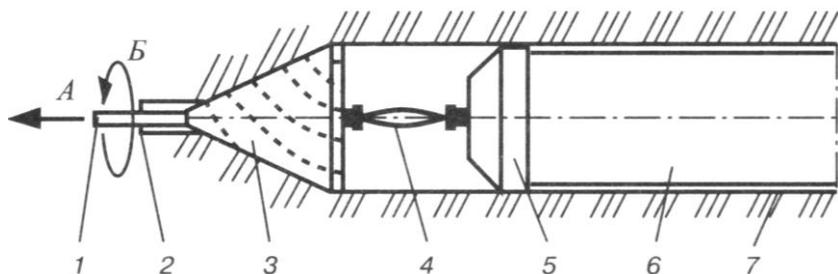


Рисунок 9.2 – Схема протягивания трубопровода:

А – направление осевого движения приводной штанги и расширителя;

Б – направление вращения приводной штанги и расширителя;

1 – приводная штанга; 2 – пилотная скважина; 3 – расширитель (ример); 4 – вертлюг;

5 – заглушка прокладываемой трубы; 6 – прокладываемая труба; 7 – грунт

К переднему концу начальной трубы 6 плети крепят оголовок с расширителем 3 и вертлюгом 4, воспринимающим тяговое усилие. Расширитель, вращаясь, расширяет пилотную скважину 2 до диаметра протягиваемой трубы 6 и тем самым облегчает протягивание плети в направлении А. Вертлюг 4 (конструктивно – шарнирная серьга) используют для предотвращения вращения прокладываемой плети труб.

На рисунке 9.3 приведена схема ГНБ. Перед началом бурения готовят стартовый забой 2, предназначенный для входа в грунт буровой головки 4 под расчетным углом. Установку 1 фиксируют на поверхности забиванием в грунт анкерных креплений или вворачиванием в грунт винтовых фиксаторов. Бурение ведут буровой головкой 4 диаметром 60–150 мм, установленной на конце полой приводной штанги, которую вращает механизм станка. Колонна штанг состоит из отдельных секций, которые навинчивают одна на другую по мере увеличения длины скважины. После выхода буровой головки в заданной точке финишного забоя 7 ее снимают и вместо нее присоединяют к приводной штанге ример, к которому с помощью вертлюга подсоединяют трубопровод. Затем колонну приводных штанг приводят во вращение и вытягивают из пилотной скважины, после чего на вертлюге втягивают трубу, расширяя скважину расширителем до заданных размеров, превосходящих диаметр втягиваемого трубопровода.

При бурении пилотной скважины и ее расширения к буровой головке по полым приводным штангам подают бентонитовый раствор (под давлением до 80 МПа), который снижает сопротивление грунта при разработке и затягивании в скважину трубопровода, а также укрепляет стенки скважины, предотвращая их обрушение.

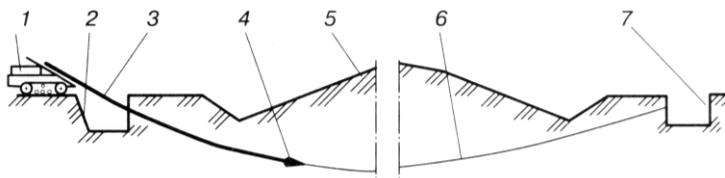


Рисунок 9.3 – Схема горизонтального направленного бурения:

- 1 – установка направленного бурения; 2 – стартовый забой; 3 – колонна приводных штанг;
 4 – буровая головка; 5 – препятствие; 6 – траектория пилотной скважины;
 7 – финишный (приемный) забой

Для обеспечения точности заданного направления проходки используют компьютерную навигационную систему, которая управляет движением буровой головки при бурении пилотной скважины. Для этого головку оснащают зондом (в частности, эхолотационным устройством), который соединяют кабелем с блоком обработки информации в кабине оператора. Сигналы, поступающие от зонда, обрабатываются бортовым компьютером, выводятся на экран в кабине управления и учитываются оператором при контроле движения буровой головки по проектной траектории. При отклонении от расчетной траектории оператор приостанавливает вращение приводных штанг и приводит в действие механизм их вдавливания. При этом буровая головка из-за своей асимметричной формы отклоняется в нужную сторону и процесс бурения возобновляется.

Ведущие производители бурового оборудования для бестраншейной прокладки инженерных коммуникаций выпускают не единичные установки, а типоразмерные ряды машин, обеспечивающие с минимальными энергозатратами и с высокой производительностью разработку скважин разной протяженности и диаметра в различных грунтах, включая скальные. В этом плане представляет интерес разработанная в ФРГ в 2008 году единая система классификации установок ГНБ по основным параметрам, а именно – по максимальному тяговому усилию, максимальному крутящему моменту и по массе установки. Следует отметить, что немецкие производители, наряду с американскими, имеют наиболее серьезные достижения в области производства типоразмерных рядов установок ГНБ.

Таблица 9.3 – Классификация установок ГНБ

Тип	Усилие тяги, кН	Крутящий момент, Н·м	Масса, т
Мини	< 100	7–15	< 7
Миди	100–400	15–30	7–25
Макси	400–2500	30–100	25–60
Мега	> 2500	> 100	> 60

Эта классификация (таблица 9.3) позволяет проанализировать с точки зрения ресурсосбережения и соотнести между собой основные характери-

стики конкретной установки, а также уточнить потенциальные возможности установок, произведенных в других странах. Например, американская компания «Ditch Witch» выпускает широкий модельный ряд самоходных буровых установок для ГНБ (таблица 9.4), который охватывает диапазон мощности от 25 л.с. (ультракомпактная Ditch Witch JT520) до 268 л.с. (сверхмощная Ditch Witch JT100 Mach1) и обеспечивает эффективное бурение во всех типах грунтов, включая скальные. Американская компания «Universal HDD» производит 12 моделей самоходных установок ГНБ с тяговым рабочим усилием в диапазоне 110–1000 кН и крутящим моментом от 4050 до 33750 Н·м. Машины монтируют на гусеничном шасси и оснащают резино-металлическими траками, которые обеспечивают высокую проходимость и маневренность на рабочей площадке.

Белорусское предприятие «Святовит» выпускает производственный комплекс для ГНБ. В состав комплекта входят установка УНБ1550, насосно-смесительный узел для приготовления и подачи бурового раствора, а также комплект буровых штанг, бурового и вспомогательного оборудования. Установка располагает следующими характеристиками: усилие прямой (и обратной) тяги – 14,5 т (≈ 145 кН), крутящий момент – 4617 Н·м, производительность бурового насоса – 164 л/мин.

Российская компания «Экопром» производит малые стационарные буровые установки (модели УНБ-4, -8, -30 мощностью 22; 45 и 60 кВт соответственно), которые имеют рабочие тяговые усилия от 40 до 300 кН. Их основным достоинством является низкая стоимость – в 3–4 раза ниже стоимости зарубежных аналогов.

Методы прокола отличаются от всех других методов тем, что при проходе скважины грунт не убирают из рабочей зоны, а уплотняют вдавливанием трубой. Поскольку это энергоемкий процесс, используют различные виды воздействия для снижения сопротивления грунта при перемещении трубы.

Наиболее простым направлением является *статический прокол* грунта трубой с воздействием на нее статического нажимного усилия, которое обеспечивает продавливание трубы сквозь грунт. Для уменьшения сопротивления грунта проколу применяют специальные наконечники для труб, которые за счет своей конфигурации или увеличенного на 20–30 мм диаметра снижают нажимные усилия. Наконечник при движении раздвигает и уплотняет грунт, формируя скважину. В их числе приспособления, представленные на рисунке 9.4: конусные наконечники (рисунок 9.4, а, б, в) и расширительные пояса с заглушками (рисунок 9.4, в). При небольшой длине прокола используют трубы с открытым концом, оснащенные ножами (рисунок 9.4, д, е).

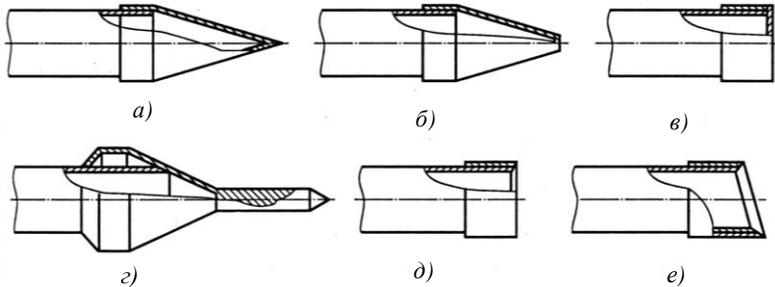


Рисунок 9.4 – Типы наконечников для прокладки труб проколом:

a – конусный заостренный; *б* – конусный с усеченной вершиной; *в* – конец трубы с заглушкой; *г* – конусный со штырем; *д* – кольцевой нож с внутренним скосом кромок; *е* – кольцевой нож с косым срезом торца и внутренним скосом кромок

Как видно из таблицы 9.2, при статическом проколе необходимы нажимные усилия, достигающие 2500 кН. Тип и конструкцию вдавливающего механизма выбирают в соответствии с расчетным усилием вдавливания. Требуемое усилие (кН), необходимое для продавливания трубы через грунт, определяют по эмпирическому выражению, которое учитывает габариты трубы и свойства грунта:

$$P = \frac{\pi R_c^2 \sigma_{\text{упл}}}{u_0} + f_1 M_T L, \quad (9.1)$$

где R_c – радиус поперечного сечения прокладываемой скважины, м;

$\sigma_{\text{упл}}$ – удельное сопротивление грунта уплотнению, Па;

u_0 – пористость грунта до прокалывания;

f_1 – коэффициент трения стали по грунту;

M_T – погонная масса 1 м трубы, кг;

L – длина прокола, м.

Статический механический прокол реализуют при помощи продавливающих устройств – насосно-домкратных установок. В основном применяют нажимные насосно-домкратные установки, состоящие из одного или двух спаренных гидравлических домкратов с усилием до 1700 кН каждый, смонтированных на общей раме.

Штоки домкратов обладают большим свободным ходом (до 1,3 м). Раму с домкратами устанавливают на дне рабочего котлована, из которого ведут прокол. Рядом с котлованом на поверхности размещают насосную станцию, обеспечивающую давление рабочей жидкости до 30 МПа, и вспомогательное оборудование.

Таблица 9.4 – Технические характеристики установок горизонтального направленного бурения

Модель	Мощность двигателя, л.с.	Сила тяги, кН		T_{\max} , Н·м	Диаметр пилотной скважины, мм	Радиус изгиба, м	m_y , кг	$P_{\text{бн}}$, л/мин
		прямой	обратной					
JT520	25	20	22	678	63	21,3	1352	19
JT922	54	40	40	1500	76	32,0	3040	34
JT1220 Mach 1	60	44	53	1900	102	32,0	4400	57
JT2020	83	76	89	2892	67	40,0	4900	114
JT2020 Mach 1	83	74	89	2892	67	40,0	4900	114
JT3020 Mach 1	156	113	134	5423	76	53,0	9825	189
JT3020 All Terrain	156	110	134	5423	83	53,0	9625	189
JT4020 Mach 1	190	163	181	6779	92	58,0	12500	454
JT4020 All Terrain	190	160	178	6780	92	91,0	12682	454
JT8020 Mach 1	268	311	445	16300	152	70,0	20500	870
<p><i>Примечание</i> – T_{\max} – максимальный крутящий момент; m_y – эксплуатационная масса установки; $P_{\text{бн}}$ – производительность насоса подачи бурового раствора.</p>								

Нажимные усилия от насосно-домкратной установки передают прокладываемой трубе через ее торец, оснащенный специальным приспособлением (удлинительный патрубок, зажимной хомут и др.). Прокладку трассы производят вдавливанием в грунт секции трубы длиной не более 6 м, а затем к нему приваривают следующую секцию. Операцию повторяют до тех пор, пока наконечник первой секции не выйдет из стены финишного забоя.

Метод гидропрокола основан на размывании грунта струей воды. Перед прокладываемой трубой устанавливают специальную коническую насадку, из которой под давлением бьет струя воды, размывая в грунте отверстие (диаметром до 500 мм), в которое подают секции прокладываемой трубы. Трубу подают вперед лебедкой, согласуя скорость подачи трубы со скоростью образования скважины.

Воду под напором в горизонтальную скважину подают центробежными насосами, а откачивают из котлована грунтовыми насосами. Удельный расход воды зависит от скорости струи, напора воды и категории проходимых грунтов. Наиболее целесообразно применять гидропрокол в легко размываемых (песчаных и супесчаных) грунтах, меньший эффект достигается в глинистых грунтах.

К преимуществам гидропрокола относят относительную простоту ведения работ и высокую скорость проходки – до 4 м/ч. К недостаткам следует отнести небольшую длину скважины (до 30–40 м), большую вероятность ее отклонения от проектной оси и усложнение работы из-за загрязненности рабочего котлована пульпой, вытекающей из скважины.

Метод вибропрокола основан на совместном статическом и динамическом воздействии на трубу. К трубе (или к ее наконечнику) прикладывают продольно направленные вдоль ее оси колебания, которые на порядок (в 8–10 раз) снижают трение между трубой и грунтом, а также ударные импульсы заданной частоты. Имеются различные варианты динамического воздействия: совместное действие осевых колебаний и ударных импульсов или только ударных импульсов.

На рисунке 9.5 представлена схема виброударной установки для прокладки труб диаметром от 273 до 426 мм методом вибропрокола.

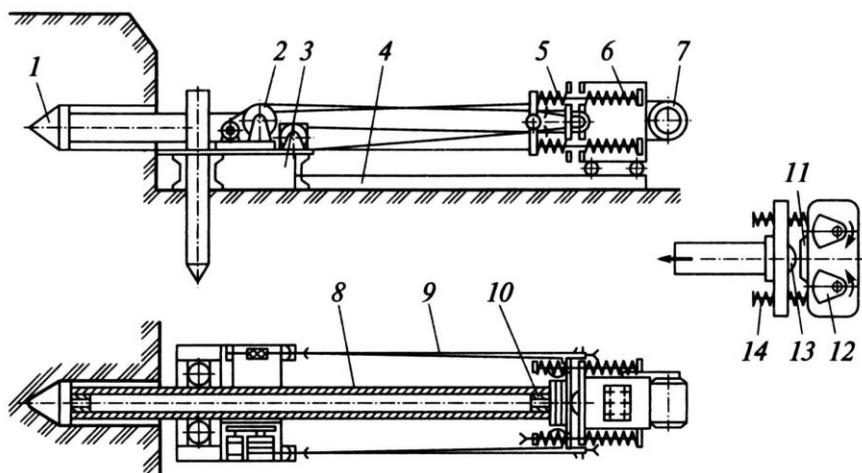


Рисунок 9.5 – Схема виброударной установки для вибропрокола:

- 1 – конусный инвентарный наконечник; 2 – тяговая реверсивная лебедка; 3 – анкерная рама; 4 – секционная направляющая; 5, 14 – пружинные подвески; 6 – вибромолот; 7 – электродвигатель; 8 – прокладываемая труба; 9 – пригрузочный полиспаст; 10 – наголовник вибромолота; 11 – ударник; 12 – дебаланс; 13 – наковальня

В ней возбудителем продольно направленных колебаний являются вибратор направленного действия и вибромолот, которые сообщают трубе вибрацию и ударные импульсы. Установка снабжена вибромолотом 6 с приводным электродвигателем 7, анкерной рамой 3 с секционными направляющими 4 для перемещения вибромолота, тяговой реверсивной лебедкой 2 с пригрузочным полиспастом 9, который развивает вдавливающее усилие до

300 кН. Трубу 8 с конусным наконечником 1 устанавливают в наголовнике 10 вибромолота. Вибромолот оснащен вибратором направленного действия, состоящим из двух валов с дебалансами 12, и соединен с наковальной 13 пружинной подвеской 14. Ударный импульс возникает при соударении ударника с наковальной и передается через вибромолот прокладываемой трубе. Под действием виброударных импульсов, частота которых зависит от частоты вращения дебалансных валов, и статического вдавливания пригрузочным полиспастом 9 труба, которая состоит из секций длиной до 8 м, внедряется в грунт. По мере внедрения секции в грунт к ней приваривается следующая секция и т.д.

Вибропрокол используют для прокладки трубопровода в несвязных песчаных, супесчаных и плывунных грунтах. Как видно из таблицы 9.2, этим методом прокладывают трубопроводы диаметром до 500 мм на длину до 60 м при скорости проходки до 20–60 м/ч.

Метод раскатки скважины обеспечивает проходку горизонтальных и наклонных скважин при помощи машины безударного действия с самозавинчивающимся рабочим органом. Устройство для раскатки скважины (рисунок 9.6) снабжено гидромотором 2 и рабочим органом. Гидромотор (или мотор-редуктор) приводит рабочий орган, который представляет собой консольный эксцентриковый вал 3. На его шейках расположены свободно вращающиеся конические катки 4, количество и размеры которых зависят от диаметра и длины скважины 1, а также конический наконечник. Шеки вала и оси катков развернуты под углом φ к продольной оси вала. При вращении вала катки перемещаются по спирали, центром которой является ось рабочего органа, и завинчиваются в грунт. В результате образуется скважина с уплотненными стенками.

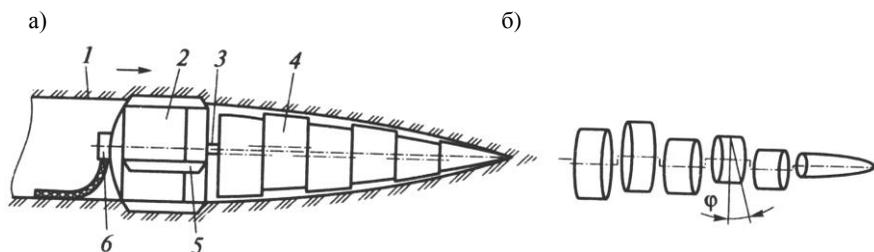


Рисунок 9.6 – Устройство для раскатки скважин:

a – общий вид; *b* – схема крепления катков;

1 – стенка скважины; 2 – гидромотор; 3 – эксцентриковый вал; 4 – конический каток;

5 – ребро гидромотора; 6 – шланг высокого давления

Установка циклического действия для реализации метода раскатки горизонтальных скважин (рисунок 9.7) состоит из раскатчика 5, станка 3 для его привода, штанги 4 переменной длины, передвижной маслостанции 1 и пульта управления 2. Маслостанция включает двигатель внутреннего сгорания, гидронасос, бак для рабочей жидкости, коммуникации и пускорегулирующую аппаратуру. Станок имеет основание, на котором установлены каретка (с механизмом ее перемещения и гидромотором для привода раскатчика) и направляющая, по которой движется каретка.

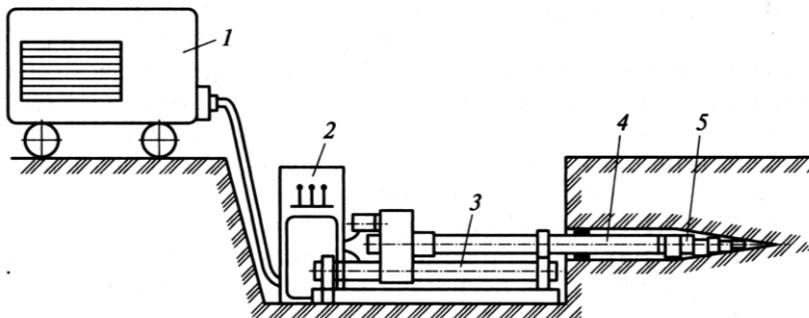


Рисунок 9.7 – Схема установки с раскатчиком грунта для проходки горизонтальных скважин:

1 – передвижная маслостанция; 2 – пульт управления; 3 – станок для привода раскатчика; 4 – штанга; 5 – раскатчик

Установка работает следующим образом. Сначала включают напорный механизм перемещения каретки и с его помощью вдавливают раскатчик в грунт. При этом одновременно гидромотором приводят во вращение раскатчик. После его внедрения в грунт на всю длину привод отключают, каретку возвращают в исходное положение, раскатчик и гидромотор соединяют промежуточной штангой и повторяют цикл проходки, наращивая штангу инвентарными секциями до заданной длины скважины. Установка обеспечивает проходку горизонтальных скважин диаметром от 50 до 230 мм и длиной до 50 м со скоростью 10–20 м/ч. Для этого установку оснащают набором сменных раскатчиков различного диаметра.

Для бестраншейной закрытой прокладки труб диаметром от 63 до 400 мм применяют изредка *механические грунтопрокальватели* и часто *пневматические пробойники*. Механические винтовые прокальватели, работающие от двигателя внутреннего сгорания, могут прокладывать в глинистых грунтах трубопроводы диаметром до 89–108 мм при максимальной длине прокола 50–80 м и скорости проходки до 20 м/ч.

Бестраншейная разработка грунта *пневмопробойником* является наиболее универсальным методом, поскольку его применяют для решения разно-

образных задач: во-первых, для устройства сквозных и глухих горизонтальных и наклонных скважин; во-вторых, для забивки горизонтальных труб; в-третьих, для обновления трубопроводов без их вскрытия; в-четвертых, для забивки свай и устройства набивных свай; в-пятых, для формирования в грунте асбоцементных труб.

Прокладка трубопровода с использованием пневмопробойника состоит из двух этапов. На первом этапе с помощью пневмопробойника прокладывают пилотную скважину, на втором – устанавливают в скважине прокладываемую трубу. Для этого в точке выхода скважины в финишный забой устанавливают расширитель, к которому крепят прокладываемую трубу и затем рабочее оборудование с трубой вытягивают станком в стартовый забой.

Пневмопробойники используют в основном для двух видов подземных работ – для проходки скважин и для забивания труб в грунт. Главным параметром этого инструмента для проходки скважин (рисунок 9.8, *а*) является наружный диаметр корпуса 2, который соответствует диаметру разрабатываемой скважины. У пневмопробойника для забивания труб (рисунок 9.8, *б*) главный параметр – это наружный диаметр забиваемой трубы.

Пневмопробойник представляет собой самодвижущийся пневматический инструмент ударного действия (см. рисунок 9.8). Корпус 2 является рабочим органом, образующим скважину, а ударник 3, размещенный в корпусе, совершает под действием сжатого воздуха при помощи воздухораспределительного устройства 4 возвратно-поступательные движения и наносит удары по переднему торцу корпуса (наковальне 1), забивая его в грунт. Обратному перемещению инструмента препятствуют силы его трения по грунту. Рабочее давление в пневмопробойниках составляет 0,6 МПа при расходе воздуха от 3 до 7 м³/мин.

Благодаря осевой симметрии и значительной длине (1,4–1,7 м) пневмопробойник при движении в грунте сохраняет заданное направление, обеспечивая высокую точность прокладки. Инструмент способен обеспечить в однородном грунте отклонение скважины от проектного положения (на длине 20 м) по вертикали – не более 300 мм, по горизонтали – не более 100 мм. Вместе с тем, в грунтах с твердыми включениями или неоднородных по плотности отклонение от проектной оси скважины может быть весьма значительным.

Независимо от назначения пневмопробойники имеют одинаковый принцип действия, унифицированную систему воздухораспределения и однотипные реверсивные устройства (см. рисунок 9.8). Он снабжен цилиндрическим корпусом 2 с наковальней 1, массивным ударником 3, золотниковым воздухораспределительным устройством 4 и гибким рукавом 5 для подачи сжатого воздуха от компрессора.

Возврат пробойника назад по проложенной скважине производят, изменяя направление удара с помощью реверсивного механизма.

При прокладке стальных труб с помощью пневмопробойника его используют в качестве ударного узла, присоединенного к заднему торцу трубы с помощью специальной переходной втулки. На ее переднем торце крепят конусный наконечник. При этом возможны два варианта технологии работ: забивка трубы в грунт и забивка ее в пилотную скважину (в устойчивых глинистых грунтах). При забивке трубы в грунт пневмопробойник присоединяют к заднему торцу трубы. Энергия удара зависит от модели пневмопробойника и составляет от 60 до 1300 Дж. Сварные стыки труб по мере их забивки обязательно усиливают продольными накладками (4–6 штук в зависимости от диаметра) длиной 200–300 мм, расположенными равномерно по окружности.

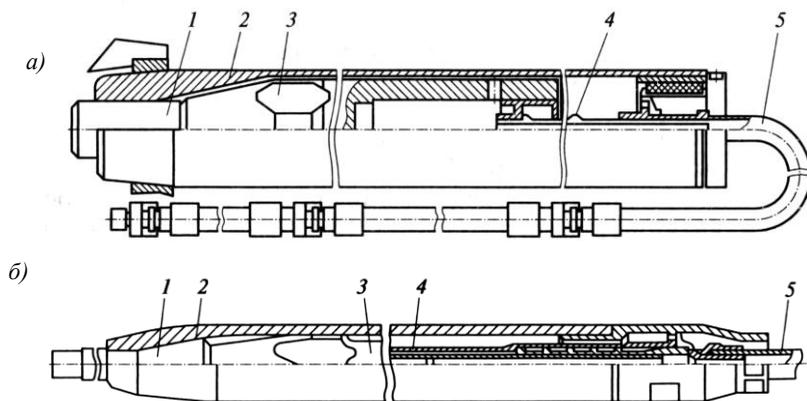


Рисунок 9.8 – Пневматический пробойник для проходки скважин (а) и для забивания труб (б):

1 – наковальня; 2 – корпус; 3 – ударник; 4 – золотниковое воздухораспределительное устройство; 5 – рукав для подвода сжатого воздуха

Метод продавливания используют для прокладки трубопроводов в грунтах I–III категорий диаметром до 400–2000 мм, а также сборных коллекторов и туннелей на длину до 70–80 м. При продавливании открытый передний торец трубы-футляра, оснащенный кольцевым ножом, вдавливают в массив грунта. Срезанный грунт поступает в трубу, откуда его удаляют ручным или механизированным способом.

Для продавливания используют нажимные насосно-домкратные установки, которые включают четное число однотипных домкратов с ходом штока 1100–2100 мм, развивающих усилия по 500–3000 кН каждый. Усилия от домкратов передает трубе через ее задний торец нажимная рама (траверса) или нажимное кольцо.

Число домкратов в нажимной установке зависит от нажимного усилия, необходимого для продавливания трубы. Это усилие (кН) определяют приближенно по формуле

$$P = \pi D_{\text{тр}} F_{\text{уд}} L, \quad (9.2)$$

где $D_{\text{тр}}$ – наружный диаметр трубы, м;

$F_{\text{уд}}$ – удельная сила трения грунта по отношению к площади поверхности трубы, $F_{\text{уд}} = 20 \dots 25$ кПа;

L – расстояние, на которое продавливается труба, м.

Метод щитовой проходки позволяет устраивать скважины в любых грунтах и любой длины. Проходку осуществляют с помощью специального проходческого щита, который имеет необходимую форму (в поперечном сечении) – круглую, прямоугольную, эллиптическую и др. Щитопроходческие работы при создании туннелей, магистральных коллекторов и других ответственных подземных коммуникаций выполняют в три этапа. На первом подготовительном этапе проводят земляные, монтажные и строительные работы, включая разработку стартового и финишного забоев, монтаж щита в забое и устройство свайных упоров для него, оборудование стройплощадки, электромонтажные, вентиляционные и другие работы. На втором осуществляют проходку, включая разработку грунта в забое, перемещение щита, монтаж блочной или возведение монолитной обделки сооружения. И на заключительном этапе проводят отделочные работы, состав которых зависит от назначения скважины.

Для проходки скважин диаметром более 300 мм применяют в основном цилиндрические микрощиты. На рисунке 9.9 представлена схема механизированного микрощита для проходки горизонтальной скважины.

Щит снабжен электродвигателем с трансмиссией 2, установкой 9 для приготовления бентонитового раствора и удаления шлама, рабочего органа для бурения скважины в виде буровой штанги с винтовым конвейером 6 с буровой головкой 8 на его переднем конце, обсадной трубы 4 и других элементов. Силовую установку и привод основных механизмов монтируют на платформе 7, которую фиксируют свайными упорами. Разработку грунта осуществляют вращением буровой головки 8 и ее осевой подачей в забой. Диаметр скважины превышает диаметр обсадной трубы 4. По мере увеличения длины скважины буровую штангу с конвейером и обсадную трубу наращивают со стороны установки. Разрушенный буровой головкой грунт поступает на винтовой конвейер, перемещается по трубе к ее открытому торцу, высыпается на дно траншеи и удаляется из нее. В рабочую зону подают через трубопровод 3 бентонитовый раствор для уменьшения сил трения между грунтом и рабочими органами, а также для облегчения эвакуации грунта винтовым конвейером.

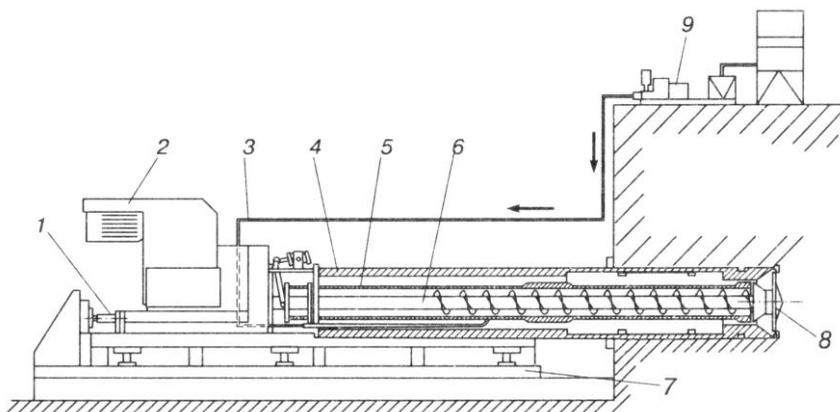


Рисунок 9.9 – Микрошит для проходки горизонтальных скважин:

1 – гидравлический домкрат осевой подачи буровой штанги; 2 – электродвигатель с трансмиссией; 3 – трубопровод для подачи бентонитового раствора в зону бурения; 4 – обсадная труба; 5 – кожух бурильной штанги; 6 – буровая штанга с винтовым конвейером; 7 – платформа установки; 8 – буровая головка; 9 – установка для приготовления бентонитового раствора и удаления шлама

Для щитопроходческих работ при создании туннелей и магистральных коллекторов необходима высокая точность проходки скважины, которую обеспечивают высокое качество предварительной установки рабочего оборудования в стартовом забое, а также электронная система наведения, оснащенная лазерными датчиками курса проходки.

Наибольшее применение в строительстве туннелей и других сложных подземных сооружений имеет метод управления работой проходческого щита с помощью лазерных приборов, который способен эффективно работать на расстояниях до 600 м. На рисунке 9.10 показана схема управления проходкой по лазерному лучу. Перед началом работы задается направление проходки с учетом расчетного курса. Для этого лазерный луч проходит через две диафрагмы в контрольных марках, положение которых определено геодезическим путем и соответствует продольной оси щита, и наводится на центр приемного устройства 5. При работе щита лазерный луч 2 проецируют на приемное устройство 5, закрепленное на щите 4, при этом луч 2 от излучателя 1 проходит через две диафрагмы в контрольных марках 3, одна из которых расположена на стене, другая – на ближайшей к излучателю точке щита. При перемещении щита в заданном направлении луч должен попадать в центр экрана приемного устройства, а при смещении с заданного направления следует корректировка курса автоматически с помощью бортового компьютера или путем включения оператором корректирующего устройства.

При проходе криволинейных участков дополнительно используют усилитель излучения и призмы развертки луча, обеспечивающие его отклонение на заданный угол.

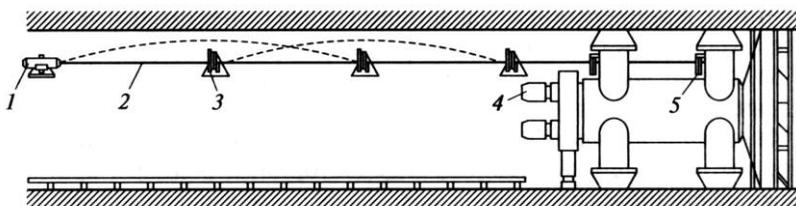


Рисунок 9.10 – Схема управления работой микрошита по лазерному лучу:
1 – лазерный излучатель; 2 – лазерный луч; 3 – контрольная марка; 4 – проходческий шит;
5 – приемное устройство

Бестраншейные технологии используют не только для капитального строительства, но и для восстановления и реконструкции подземных коммуникаций без их вскрытия. Наиболее выгодной (в технико-экономическом плане) технологией восстановления изношенных подземных трубопроводов является разрушение старого трубопровода и его одновременная замена новым. Различают три основных метода реконструкции изношенных трубопроводов: статический, динамический и комбинированный. Во всех этих методах используют базовое оборудование бестраншейной прокладки трубопроводов, оснащенное дополнительными приспособлениями для разрушения старых труб (штангами, ножами, конусными насадками и др.).

Статическое разрушение старой трубы производят одновременно с затягиванием новой трубы. Для этого используют оборудование для гидравлического продавливания, которое дополнительно оснащают разрушающей штангой и роликовым ножом, разрушающими старую трубу в статическом режиме. Например, немецкая фирма «Tracto-Technic» производит типоразмерный ряд многофункциональных установок модели Grundoburst, которые используют для статического разрушения старых труб и их замены новыми трубами. Ряд содержит пять установок, обеспечивающих силу тяги от 400 до 2500 кН. Их универсальное оборудование позволяет разрушать и менять как длинные, так и короткие трубы, а также использовать другие методы восстановления трубопроводов. Способ статического разрушения наиболее эффективен для старых труб из стали и серого чугуна, а также полимерных материалов (полиэтилена, поливинилхлорида) диаметром до 1000 мм.

Динамическое разрушение старых труб обеспечивается воздействием пневмопробойника и также сопровождается укладкой новых труб по той же подземной трассе. Этот метод применяют в основном для разрушения старых труб из хрупких материалов (керамики, цементобетона, асбеста, серого чугуна и др.).

Комбинированный статическо-динамический метод разрушения совмещает достоинства статического и динамического методов. На первом этапе осуществляют статическое продавливание и протягивание разрушающей штанги, а затем при увеличении нагрузки начинает работать пневмопробойник, обеспечивая динамическое разрушение старых труб. Для реализации этого метода американская компания «TRICTools» выпускает установки пяти типоразмеров (с тяговым усилием от 300 до 750 кН), которые обеспечивают замену старых труб диаметром от 50 до 400 мм и длиной до 150 м. Наличие в разрушающем механизме пневмопробойника позволяет вести работы при значительно меньшем тяговом усилии, чем при статическом методе.

Контрольные вопросы к разделу 9

1 В чем состоят достоинства закрытых методов прокладки подземных коммуникаций?

2 Основные классификационные признаки методов бестраншейной прокладки подземных коммуникаций.

3 Основные этапы разработки подземных коммуникаций с помощью горизонтального направленного бурения.

4 Из каких агрегатов и оборудования состоит установка для горизонтального направленного бурения?

5 Назначение бентонитового раствора.

6 В чем состоят технологические и конструктивные отличия методов прокола и продавливания при закрытой разработке грунта?

7 Назначение и принцип действия раскатчика скважин.

8 Назначение и принцип действия пневматического пробойника.

9 Основные этапы технологического процесса щитовой проходки.

10 Управление работой проходческого щита при помощи лазерных приборов.

11 Какие факторы влияют на нажимное усилие, необходимое для продавливания трубы через грунт?

12 Особенности методов реконструкции изношенных трубопроводов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Автомобильные дороги Беларуси : Энциклопедия / под общей ред. А. В. Мина. – Мн. : БелЭн, 2002. – 672 с.

2 **Баловнев, В. И.** Машины для содержания и ремонта городских и автомобильных дорог / В. И. Баловнев, В. И. Мещеряков, М. А. Беляев. – Москва – Омск : ОАО «Омский дом печати», 2005. – 768 с.

3 **Баловнев, В. И.** Многоцелевые дорожно-строительные и технологические машины / В. И. Баловнев. – Омск – Москва : ОАО «Омский дом печати», 2006. – 320 с.

4 **Баловнев, В. И.** Интенсификация разработки грунтов в дорожном строительстве / В. И. Баловнев, Л. А. Хмара. – М. : Транспорт, 1993. – 393 с.

5 **Беркман, И. Л.** Одноковшовые строительные экскаваторы / И. Л. Беркман, А. В. Раннев, А. К. Рейш. – М. : Высшая школа, 1986. – 272 с.

6 **Добронравов, С. С.** Строительные машины и основы автоматизации / С. С. Добронравов, В. Г. Дронов. – М. : Высшая школа, 2003. – 575 с.

7 **Добронравов, С. С.** Строительные машины и оборудование: справ. / С. С. Добронравов, М. С. Добронравов. – М. : Высшая школа, 2006. – 445 с.

8 **Довгяло, В. А.** Автоматизированные системы управления путевыми и дорожно-строительными машинами / В. А. Довгяло, Д. И. Бочкарев. – Гомель : БелГУТ, 2012. – 202 с.

9 **Довгяло, В. А.** Дорожно-строительные машины. Ч. 1. Машины для земляных работ / В. А. Довгяло, Д. И. Бочкарев. – Гомель : БелГУТ, 2010. – 250 с.

10 **Домбровский, Н. Г.** Строительные машины. Ч. 2 / Н. Г. Домбровский, М. И. Гальперин. – М. : Высшая школа, 1985. – 224 с.

11 Дорожно-строительные машины и комплексы / В. И. Баловнев [и др.]. – Москва – Омск : Изд-во СибАДИ, 2001. – 528 с.

12 Дорожно-строительные машины / А. В. Вавилов [и др.]. – Мн. : Технопринт, 2000. – 515 с.

13 Дорожные машины. Теория, конструкция и расчет / под ред. Н. Я. Хархуты. – М. : Машиностроение, 1976. – 468 с.

14 Дорожные машины. Ч. 1. Машины для земляных работ / Т. В. Алексеева [и др.]. – М. : Машиностроение, 1972. – 504 с.

15 **Доценко, А. И.** Строительные машины / А. И. Доценко, В. Г. Дронов. – М. : ИНФРА-М, 2012. – 533 с.

16 Машиностроение: энциклопедия / ред. совет: К. В. Фролов [и др.]. – М. : Машиностроение. Строительные, дорожные и коммунальные машины. Оборудование для производства строительных материалов. – Т. 1V-9/ И. П. Ксеневич [и др.]; под общ. ред. И. П. Ксеневича. – 2005. – 736 с.

17 Машины для земляных работ / А. И. Доценко [и др.]. – М. : «Изд. дом «БАСТЕТ», 2012. – 688 с.

18 Машины для земляных работ / Ю. А. Ветров [и др.]. – Киев : Вища школа, 1981. – 383 с.

19 Машины для земляных работ / под ред. Н. Г. Гаркави. – М. : Высшая школа, 1982. – 335 с.

20 Машины для земляных работ / под общ. ред. Д. П. Волкова. – М. : Машиностроение, 1992. – 448 с.

21 **Раннев, А. В.** Устройство и эксплуатация дорожно-строительных машин / А. В. Раннев, М. Д. Полосин. – М. : Изд. центр «Академия», 2010. – 488 с.

22 Самоходные пневмоколесные скреперы и землевозы / под ред. Д. И. Плешкова. – М. : Машиностроение, 1970. – 271 с.

23 **Севров, К. П.** Автогрейдеры. Конструкция, теория, расчет / К. П. Севров, Б. В. Горячко, А. А. Покровский. – М. : Машиностроение, 1970. – 192 с.

24 Справочник конструктора дорожных машин / под ред. И. П. Бородачева. – М. : Машиностроение, 1973. – 503 с.

25 Строительные машины : справ. В 2 т. Т. 1. Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / под общ. ред. Э. Н. Кузина. – М. : Машиностроение, 1981. – 496 с.

26 Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин / под ред. Л. А. Гобермана. – М. : Машиностроение, 1988. – 407 с.

27 **Тюрин, Н. А.** Дорожно-строительные материалы и машины / Н. А. Тюрин, Г. А. Бессараб, В. Н. Язов. – М. : Академия, 2009. – 304 с.

28 **Ульянов, Н. А.** Самоходные колесные землеройно-транспортные машины / Н. А. Ульянов, Э. Г. Роненсон, В. Г. Соловьев. – М. : Машиностроение, 1976. – 359 с.

29 **Холодов, А. М.** Проектирование машин для земляных работ / А. М. Холодов. – Киев : Вища школа, 1986. – 374 с.

30 **Чижик, Е. И.** Машины для земляных работ / Е. И. Чижик. – Могилев, 2005. – 250 с.

31 **Шестопапов, К. К.** Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование / К. К. Шестопапов. – М. : Академия, 2012. – 320 с.

32 **Шестопапов, К. К.** Строительные и дорожные машины / К. К. Шестопапов. – М. : Академия, 2008. – 384 с.

33 **Щемелев, А. М.** Расчет бульдозера / А. М. Щемелев. – Могилев : МГТУ, 2001. – 137 с.

34 **Щемелев, А. М.** Расчет скреперов / А. М. Щемелев, В. А. Довгяло. – Гомель : БелГУТ, 1995. – 69 с.

35 **Щемелев, А. М.** Проектирование гидропривода машин для земляных работ / А. М. Щемелев. – Могилев : ММИ, 1995. – 322 с.

36 **Щемелев, А. М.** Строительные машины и оборудование. Практикум / А. М. Щемелев, С. Б. Портнов, Л. И. Белоусов. – Минск : Беларусь, 2011. – 231 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(рекомендуемое)

СОДЕРЖАНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗДЕЛОВ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО МАШИНАМ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

На курсовое проектирование выносятся темы, связанные с модернизацией машин для земляных работ, включая машины для подготовительных работ; землеройно-транспортные и землеройные; для уплотнения грунтов и оснований. Темой курсового проекта может быть модернизация рабочего оборудования машин, включая привод и конструкцию рабочих органов, приводов и конструкций основных механизмов, узлов передаточных механизмов, а также элементов системы управления, включая гидравлическую, механическую, пневматическую и др. Модернизация должна обеспечить расширение технологических возможностей машины, снижение энергопотребления, повышение работоспособности при снижении удельных показателей материало- и энергоемкости.

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки, объем которой составляет 30–40 листов, и графической части (3 листа чертежей формата А1).

Графическая часть курсового проекта включает чертежи общего вида машины (1 лист), одного из ее основных элементов, в частности, рабочего органа или рабочего оборудования (1 лист), а также привода, системы управления или их узлов (1 лист).

Расчетно-пояснительная записка включает следующие основные разделы:

- *Введение;*
- *Анализ патентной и научно-технической литературы;*
- *Расчеты основных параметров проектируемой машины;*
- *Расчеты на прочность основных узлов и деталей машины;*
- *Метрология и стандартизация;*
- *Энергосбережение, безопасность конструкции и эксплуатации разрабатываемой машины;*
- *Список используемой литературы.*

Содержание курсового проекта, в частности его расчетной части, зависит от назначения машины и технологии работ, конструкции ее рабочих органов и основных узлов. Ниже приведено примерное содержание расчетной части курсовых проектов со ссылками на рекомендуемую литературу по каждой подгруппе машин. Вполне очевидно, что приведенные сведения, касающиеся расчетов основных параметров машин, можно и нужно дополнять и совершенствовать при подготовке проекта. Более подробная информация о тематике и оформлении курсовых проектов изложена в учебном пособии [18].

Расчетная часть курсового проекта землеройно-транспортных машин должна содержать следующие расчеты.

Для бульдозеров [4, 8, 12, 13, 17, 23, 25, 26, 29, 36, 38, 42, 55, 57, 60, 63, 64, 66, 68, 71]:

1 Определение основных параметров (номинального тягового усилия по сцеплению, статического давления на грунт, положения центра давления, параметров отвала, удельных нагрузок на передней и задней кромках опорной поверхности движителя, скорости рабочего и обратного хода).

2 Тяговые расчеты (для двух расчетных положений с оценкой предельных значений глубины резания грунта).

3 Расчеты гидросистемы управления отвалом.

3.1 Выбор гидроцилиндров подъема-опускания (по результатам оценки усилий заглубления и выглубления отвала).

3.2 Подбор и расчет гидрооборудования, составление гидросхемы.

4 Расчеты по индивидуальному заданию.

4.1 Расчеты на прочность рабочего оборудования (толкающих брусьев, универсальной рамы, раскосов, компенсатора неравномерности нагрузок, отвала, шарнирных соединений).

4.2 Расчеты модернизированного оборудования.

5 Расчеты на продольную и поперечную устойчивость.

Для рыхлителей [4, 8, 13, 17, 19, 20, 25, 26, 29, 36, 38, 40–43, 46, 60, 63, 66, 68, 71]:

1 Определение основных параметров (номинального тягового усилия по сцеплению, максимальной глубины рыхления, среднего статического давления, смещения центра давления, удельного напорного усилия и вертикального давления на режущей кромке зуба; количества, шага и вылета зубьев, высоты и скорости их подъема, угла рыхления и угла заострения наконечников зубьев).

2 Расчеты гидросистемы управления рыхлителем.

2.1 Выбор гидроцилиндров (по результатам оценки сил, действующих на зуб при заглублении и выглублении рыхлителя).

2.2 Подбор и расчет гидрооборудования, составление гидросхемы.

3 Расчеты по индивидуальному заданию.

3.1 Расчеты на прочность элементов рабочего оборудования (рамы, в том числе шарнирных соединений, стержней и балок, зубьев).

3.2 Расчеты модернизированного оборудования.

Для одноковшовых погрузчиков [3, 18, 19, 20, 26, 27, 30, 38, 40, 45, 46, 55, 57, 60, 62, 68]:

1 Определение основных параметров (номинальной грузоподъемности, характеристик основного ковша, погрузочного оборудования – длины стрелы, фронтального вылета, высоты разгрузки и угла разгрузки ковша, положения центра давления и распределения нагрузок по осям, напорного и выглубляющего усилий, скоростей рабочего и обратного хода).

2 Тяговые расчеты (для различных режимов работы – заполнения ковша, передвижения погрузчика с грузом и без него).

3 Расчеты гидросистемы управления рабочим оборудованием.

3.1 Выбор гидроцилиндров поворота ковша (по результатам оценки максимального выглубляющего усилия).

3.2 Выбор гидроцилиндров стрелы (по результатам оценки максимального подъемного усилия).

3.3 Подбор и расчет гидрооборудования, составление гидросхемы.

4 Расчеты по индивидуальному заданию.

4.1 Расчеты на прочность рабочего оборудования и металлоконструкций (ковша, стрелы, портала, рычажной системы).

4.2 Расчеты модернизированного оборудования погрузчика.

5 Расчеты на продольную и поперечную устойчивость.

Для автогрейдеров [12, 17, 19, 23, 25, 26, 29, 30, 36, 38, 40–42, 53, 55, 57, 60, 61, 63, 64, 68]:

1 Определение основных параметров (силы тяжести, силы тяги по сцеплению, мощности двигателя, базы и колеи, параметров отвала, рабочих и транспортных скоростей).

2 Тяговые расчеты (для рабочего и транспортного режимов).

3 Расчеты гидросистемы управления рабочими органами и механизмами.

3.1 Расчет гидроцилиндров механизма подъема отвала (по результатам оценки усилий заглубления и выглубления отвала).

3.2 Определение мощности гидромотора привода механизма поворота отвала (по результатам определения моментов сопротивления повороту для двух основных положений).

3.3 Расчет гидроцилиндров управления боковым наклоном колес (при работе на поперечных уклонах).

3.4 Подбор и расчет гидрооборудования, составление гидросхемы.

4 Расчеты по индивидуальному заданию.

4.1 Расчет модернизированного оборудования автогрейдера.

4.2 Расчеты на прочность рабочего оборудования и металлоконструкций (отвала, тяговой и основной рам, деталей трансмиссии и др.).

5 Расчеты на продольную и поперечную устойчивость.

Для самоходных скреперов [8, 9, 17, 19, 20, 23, 25, 26, 29, 30, 38, 40–42, 52, 55, 57, 61, 63, 64, 67, 68]:

1 Определение основных параметров (емкости ковша и его габаритных размеров, массы скрепера и ее распределения по осям, мощности силовой установки, рабочей и транспортной скоростей).

2 Расчеты гидросистемы управления рабочими органами.

2.1 Выбор гидроцилиндров подъема ковша (по результатам оценки усилий в начале выглубления полностью заполненного ковша при буксовании).

2.2 Выбор гидроцилиндров задней стенки (по результатам определения усилий в начале перемещения задней стенки в ковше, заполненном с шапкой, с открытой заслонкой).

2.3 Расчет гидроцилиндров заслонки (по результатам оценки усилий при открытии и закрывании заслонки).

2.4 Выбор гидроцилиндров подъема рабочего оборудования принудительной загрузки ковша (по результатам оценки усилий при подъеме шнеков или элеватора при полной загрузке ковша).

2.5 Выбор гидромоторов привода рабочего оборудования принудительной загрузки ковша (базируется на расчетах мощности привода шнеков или элеватора).

2.6 Подбор и расчет гидрооборудования, составление гидросхемы.

3 Расчеты по индивидуальному заданию.

3.1 Расчет модернизированного оборудования скрепера.

3.2 Расчеты на прочность узлов и элементов рабочего оборудования (цепного устройства, тяговой рамы, элементов ковша, деталей ходового оборудования, деталей привода управления, буферного устройства, соединений).

3.3 Расчет привода механизма передвижения (мотор-колес).

4 Расчеты на продольную и поперечную устойчивость.

Расчетная часть курсового проекта землеройных машин должна иметь следующие расчеты, которые следует учитывать.

Для одноковшовых экскаваторов [1,7, 8, 10–12, 17, 19, 20, 21, 24–26, 29, 30, 38, 40–43, 46, 54, 57, 60, 63–65, 68, 69]

– *с гибкой подвеской:*

1 Определение основных параметров машины (массы машины, массы и размеров рукояти и стрелы в различных сечениях, массы и размеров ковша, габаритов платформы, узлов и механизмов машины, параметров разработки забоя, скорости хода машины и ее механизмов). Производят для прямой лопаты – расчетного рабочего оборудования.

2 Расчет мощности.

2.1 Расчет мощности силовой установки экскаватора (по суммарной мощности механизмов подъема ковша и напора для прямой лопаты).

2.2 Расчет мощности механизма подъема ковша (расчетное положение – подъемный полиспаст занимает вертикальное положение, конец зуба ковша – на горизонтальной линии с осью напорного вала, стрела – под углом 45°).

2.3 Расчет мощности напорного механизма (усилия напора определяют в трех расчетных положениях: начало копания – стрела под углом 60° ; конец копания – стрела под углом 45° с максимальным вылетом ковша; стрела под углом 60° с максимальным подъемом ковша).

2.4 Расчет мощности механизма поворота (проверочный для оценки правильности выбора силовой установки машины).

3 Статический расчет экскаватора.

3.1 Определение массы противовеса (для двух расчетных положений).

3.2 Оценка общей устойчивости машины для рабочего и транспортного режимов (для рабочего – оценивают коэффициент запаса устойчивости K_y с учетом того, что допускаемый $[K_y] = 1,05 \dots 1,10$; для транспортного – оценивают наибольший угол подъема или уклона по условиям реализации наибольшего тягового усилия по сцеплению).

4 Расчеты по индивидуальному заданию.

4.1 Расчеты на прочность рабочего оборудования прямой лопаты (стрелы, рукояти, ковша).

4.2 Расчеты рабочего оборудования драглайна (стрелы, ковша, канатов).

4.3 Расчеты механизмов и узлов экскаватора (механизмов подъема и напора, механизма тяги – для драглайна, ковша, деталей механизма поворота, платформы, нижней и ходовой рам).

4.4 Расчеты сменных рабочих органов.

4.5 Расчеты модернизированного оборудования;

– *с гидравлической подвеской:*

1 Определение основных параметров экскаватора (массы машины, мощности силовой установки, массы и размеров рукояти, стрелы, ковша, сменного рабочего оборудования, габаритных размеров платформы, узлов и механизмов машины, параметров разработки забоя). Производят для обратной лопаты – расчетного рабочего оборудования.

2 Расчет гидросистемы управления рабочим оборудованием.

2.1 Определение энергоемкости операций копания и подбор гидроцилиндров управления рукоятью, ковшом и стрелой.

2.2 Расчет параметров гидромотора привода механизма поворота.

3 Проверка устойчивости экскаватора (по методике, указанной в п. 3.2, для одноковшовых экскаваторов с гибкой подвеской).

4 Расчеты по индивидуальному заданию.

4.1 Расчет модернизированных узлов и элементов рабочего оборудования.

4.2 Расчеты на прочность рабочего оборудования (стрелы, рукоятки, ковша).

4.3 Расчеты привода механизмов передвижения и поворота экскаватора.

4.4 Расчеты сменного рабочего оборудования.

Для многоковшовых экскаваторов продольного копания (траншеекопателей)
[7, 8, 17, 19, 20, 22, 25, 26, 29, 34, 38, 40–42, 46, 50, 57, 63, 64, 68]

– с **роторным рабочим органом:**

1 Определение основных параметров (диаметра ротора, частоты его вращения, числа разгрузок ковша, вместимости ковша, шага ковшей; рабочей скорости движения экскаватора, производительности и геометрических характеристик отвального конвейера).

2 Баланс мощности.

2.1 Определение мощности привода ротора.

2.2 Определение мощности привода конвейера.

2.3 Определение мощности, необходимой для передвижения экскаватора.

2.4 Сопоставление общей мощности механизмов с мощностью силовой установки базового тягача.

3 Расчет гидросистемы управления рабочими органами и механизмами.

3.1 Выбор гидромоторов привода ротора, конвейера и механизма передвижения экскаватора (базируется на расчетах мощности, приведенных в разд. 2).

3.2 Определение усилий в гидроцилиндрах механизма подъема рабочего оборудования.

3.3 Подбор гидравлического оборудования и составление гидросхемы.

4 Расчеты по индивидуальному заданию.

4.1 Расчеты на прочность (ротора – при выглублении, элементов металлоконструкций, включая раму, ковша, деталей отвального конвейера).

4.2 Расчеты привода (рабочего хода экскаватора, ротора, конвейера).

4.3 Расчеты модернизированного оборудования;

– с **цепным рабочим органом:**

1 Определение основных параметров (массы экскаватора, вместимости ковша, шага, длины и скорости движения цепи, шага ковшей по условию свободной разгрузки, числа разгрузок ковша, скорости движения экскаватора, производительности и геометрических характеристик конвейера).

2 Баланс мощности.

2.1 Определение мощности привода цепи (складывается из мощностей, затрачиваемых на копание грунта и его подъем до места разгрузки).

2.2 Определение мощности привода передвижения экскаватора.

2.3 Оценка мощности привода конвейера (складывается из мощностей, расходуемых на перемещение ленты транспортера и грунта на ленте транспортера).

2.4 Оценка мощности, затрачиваемой на привод гидронасосов.

2.5 Сопоставление общей мощности механизмов экскаватора с мощностью силовой установки базовой машины.

3 Расчет гидросистемы управления рабочими органами и механизмами.

3.1 Выбор гидромоторов привода цепи, конвейера и механизма хода экскаватора (базируется на расчетах мощности этих механизмов).

3.2 Определение усилий в гидроцилиндрах механизма подъема цепного рабочего органа.

3.3 Подбор гидравлического оборудования и составление гидросхемы.

4 Расчеты по индивидуальному заданию.

4.1 Расчеты на прочность (элементов металлоконструкций, включая раму рабочих органов, ковша, цепи, элементов трансмиссии).

4.2 Расчеты привода (рабочего хода экскаватора, цепного органа, конвейера).

4.3 Расчеты модернизированного оборудования.

Курсовые проекты машин для уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов должны содержать следующие расчеты.

Для самоходных катков [6, 14, 17, 19, 20, 25, 26, 29, 38, 40–42, 44, 46, 55, 57, 60, 63, 64, 68]:

1 Определение основных параметров (массы катка, ширины уплотняемой полосы, тягового усилия по сцеплению, скорости движения, мощности силовой установки; для катков статического действия с гладкими вальцами – радиуса и ширины вальцов, максимального контактного давления, глубины воздействия вальца; для катков с вибровальцами – вынуждающую силу вибратора, амплитуду колебаний, мощность привода вибровозбудителя; для катков с пневмошинами – размера и количества шин, давления воздуха в шинах).

2 Расчет гидросистемы управления.

2.1 Выбор гидромоторов привода передвижения катков (базируется на оценке максимального тягового усилия на ведущих вальцах, полученного из тяговых расчетов).

2.2 Выбор гидромотора привода вибровозбудителя.

2.3 Выбор гидроцилиндров управления поворотом машины (с учетом сил сопротивления, возникающих при повороте управляемого вальца).

2.4 Выбор гидравлического оборудования и составление гидросхемы.

3 Расчеты по индивидуальному заданию.

3.1 Расчет виброизоляции рамы и рабочего места оператора (машиниста) виброкатка.

3.2 Расчеты на прочность элементов металлоконструкций катков.

3.3 Расчеты модернизированного оборудования.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(рекомендуемое)

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

- 1 **Абрамович, В. А.** Расчет гидропривода механизмов одноковшового экскаватора / В. А. Абрамович, В. А. Довгяло. – Гомель : БелГУТ, 2003. – 49 с.
- 2 Автоматика и автоматизация производственных процессов в строительстве и путевом хозяйстве / под ред. В. Ф. Яковлева. – М. : Транспорт, 1990. – 279 с.
- 3 **Базанов, А. Ф.** Самоходные погрузчики / А. Ф. Базанов, Г.В. Забегалов. – М. : Машиностроение, 1979. – 406 с.
- 4 **Балакин, В. А.** Расчеты на прочность деталей дорожных и строительных машин при циклических нагрузениях / В. А. Балакин, В. А. Довгяло, А. А. Иванов. – Гомель : БелГУТ, 2007. – 36 с.
- 5 **Баловнев, В. И.** Дорожно-строительные машины с рабочими органами интенсифицирующего действия / В. И. Баловнев. – М. : Машиностроение, 1981. – 224 с.
- 6 **Баловнев, В. И.** Дорожно-строительные машины и комплексы / В. И. Баловнев [и др.]. – Москва – Омск : Изд-во СибАДИ, 2001. – 528 с.
- 7 **Баловнев, В. И.** Интенсификация земляных работ в дорожном строительстве / В. И. Баловнев, Л. А. Хмара. – М. : Транспорт, 1983. – 183 с.
- 8 **Баловнев, В. И.** Интенсификация разработки грунтов в дорожном строительстве / В. И. Баловнев, Л. А. Хмара. – М. : Транспорт, 1993. – 393 с.
- 9 **Башта, Т. М.** Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1971. – 672 с.
- 10 **Беркман, И. Л.** Универсальные одноковшовые строительные экскаваторы / И. Л. Беркман, А. В. Раннев, А. К. Рейш. – М. : Высшая школа, 1977. – 384 с.
- 11 **Беркман, И. Л.** Одноковшовые строительные экскаваторы / И. Л. Беркман, А. В. Раннев, А. К. Рейш. – М. : Высшая школа, 1986. – 272 с.
- 12 **Браневич, А. Г.** Курсовое и дипломное проектирование по специальности «Строительные машины и монтажное оборудование» / А. Г. Браневич. – М. : Стройиздат, 1973. – 293 с.
- 13 Бульдозеры и рыхлители / Б. З. Захарчук [и др.]. – М. : Машиностроение, 1987. – 236 с.
- 14 Машины для укладки и уплотнения асфальтобетонной смеси / С. А. Варганов [и др.]. – М. : Высшая школа, 1979. – 207 с.
- 15 **Васильченко, В. А.** Гидравлическое оборудование мобильных машин: справ. / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с.
- 16 **Довгяло, В. А.** Техническая эксплуатация погрузочно-разгрузочных, путевых, дорожно-строительных машин и оборудования / В. А. Довгяло, Е. Л. Сенькова. – Гомель : БелГУТ, 2015. – 91 с.
- 17 **Довгяло, В. А.** Дорожно-строительные машины. Ч. 1. Машины для земляных работ / В. А. Довгяло, Д. И. Бочкарев. – Гомель : БелГУТ, 2010. – 250 с.
- 18 **Довгяло, В. А.** Дорожные машины / В. А. Довгяло. – Гомель : БелГУТ, 2008. – 36 с.
- 19 **Добронравов, С. С.** Строительные машины и оборудование : справ. / С. С. Добронравов, М. С. Добронравов. – М. : Высшая школа, 2006. – 445 с.
- 20 **Домбровский, Н. Г.** Строительные машины. Ч. 2 / Н. Г. Домбровский, М. И. Гальперин. – М. : Высшая школа, 1985. – 224 с.

- 21 **Домбровский, Н. Г.** Строительные машины. Ч. 1 / Н. Г. Домбровский, Ю. Л. Картвелишвили, М. И. Гальперин. – М. : Машиностроение, 1976. – 391 с.
- 22 **Домбровский, Н. Г.** Многоковшовые экскаваторы. Конструкция, теория и расчет / Н. Г. Домбровский. – М. : Машиностроение, 1972. – 432 с.
- 23 **Домбровский, Н. Г.** Землеройно-транспортные машины / Н. Г. Домбровский, М. И. Гальперин. – М. : Машиностроение, 1965. – 273 с.
- 24 **Домбровский, Н. Г.** Землеройные машины. Ч. 1. Одноковшовые экскаваторы / Н. Г. Домбровский, С. А. Панкратов. – М. : Машиностроение, 1961. – 650 с.
- 25 Дорожные машины. Ч. 1. Машины для земляных работ / Т. В. Алексеева [и др.]. – М. : Машиностроение, 1972. – 504 с.
- 26 Дорожные машины. Теория, конструкция и расчет / под ред. Н. Я. Хархуты. – М. : Машиностроение, 1976. – 468 с.
- 27 Дорожные машины. Атлас конструкций / под ред. А. Я. Бромберга. – М. : Машиностроение, 1969. – 151 с.
- 28 Дорожные машины. Машины для подготовительных работ : каталог-справ. / под ред. С. А. Жидковой и В. Д. Жадана. – М. : ЦНИИТЭ-Строймаш, 1981. – 493 с.
- 29 Дорожно-строительные машины / А. В. Вавилов [и др.]. – Мн. : Технопринт, 2000. – 515 с.
- 30 **Дроздов, Н. Е.** Курсовое и дипломное проектирование по специальности «Строительные машины и оборудование» / Н. Е. Дроздов, Л. А. Фейгин. – М. : Стройиздат, 1980. – 180 с.
- 31 **Дроздов, Н. Е.** Строительные машины и оборудование / Н. Е. Дроздов, Л. А. Фейгин, В. С. Заленский. – М. : Стройиздат, 1988. – 191 с.
- 32 **Живейнов, Н. Н.** Строительная механика и металлоконструкции строительных и дорожных машин / Н. Н. Живейнов, Г. Н. Карасев, И. Ю. Цвей. – М. : Машиностроение, 1988. – 280 с.
- 33 **Заленский, В. С.** Строительные машины. Примеры расчетов / В. С. Заленский. – М. : Стройиздат, 1973. – 267 с.
- 34 Землеройные машины непрерывного действия. Конструкция и расчеты / под ред. Л. Е. Подборского. – М. : Машиностроение, 1965. – 275 с.
- 35 **Лейко, В. С.** Строительные машины и механизмы в энергетическом строительстве / В. С. Лейко. – М. : Машиностроение, 1985. – 223 с.
- 36 **Лозовой, Д. А.** Землеройно-транспортные машины : справ. пособие / Д. А. Лозовой, А. А. Покровский. – М. : Машиностроение, 1973. – 256 с.
- 37 Машины для землеройных работ в строительстве. Ч. 1. Отраслевой каталог. – М. : Объединение «Машмир», 1991. – 199 с.
- 38 Машины для земляных работ / Ю. А. Ветров [и др.]. – Киев : Вища школа, 1981. – 383 с.
- 39 Машины для земляных работ. Атлас конструкций / под ред. А. А. Бромберга. – М. : Машиностроение, 1968. – 135 с.
- 40 Машины для земляных работ / под ред. Н. Г. Гаркави. – М. : Высшая школа, 1982. – 335 с.
- 41 Машины для земляных работ. Теория и расчет / под ред. А. А. Бромберга. – М. : Машиностроение, 1964. – 383 с.
- 42 Машины для земляных работ / под общ. ред. Д. П. Волкова. – М. : Машиностроение, 1992. – 448 с.
- 43 Машины для разработки мерзлых грунтов / под ред. В. Д. Телушкина. – М. : Машиностроение, 1973. – 272 с.

- 44 Машины для уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов / под ред. С. А. Варганова. – М. : Машиностроение, 1981. – 240 с.
- 45 **Плешков, Д. И.** Строительные погрузчики / Д. И. Плешков, А. И. Скокан. – М. : Высшая школа, 1974. – 272 с.
- 46 Проектирование и оформление чертежей в машиностроении : учеб. пособие. В 2 ч. / А. М. Щемелев [и др.] ; под общ. ред. А. М. Щемелева. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – Ч. 1 – 245 с., Ч. 2 – 294 с.
- 47 Ремонтно-строительные машины и механизмы / под ред. Н. Г. Гаркави. – М. : Высшая школа, 1988. – 280 с.
- 48 **Рейш, А. К.** Земляные работы / А. К. Рейш, А. В. Куртинов, А. П. Дегтярев. – М. : Стройиздат, 1984. – 320 с.
- 49 Машины для земляных работ / А. К. Рейш [и др.]. – М. : Стройиздат, 1981. – 352 с.
- 50 **Румянцев, В. А.** Новые конструкции траншейных экскаваторов / В. А. Румянцев, И. З. Фиглин, Л. М. Синдаловский. – М. : Машиностроение, 1969. – 128 с.
- 51 **Савин, И. Ф.** Гидравлический привод строительных машин / И. Ф. Савин. – М. : Стройиздат, 1974. – 240 с.
- 52 Самоходные пневмоколесные скреперы и землевозы / под ред. Д. И. Плешкова. – М. : Машиностроение, 1970. – 271 с.
- 53 **Севров, К. П.** Автогрейдеры. Конструкция, теория, расчет / К. П. Севров, Б. В. Горячко, А. А. Покровский. – М. : Машиностроение, 1970. – 192 с.
- 54 **Смоляницкий, Э. А.** Гидравлические экскаваторы. В 2 ч. / Э. А. Смоляницкий, Н. В. Мокин. Ч. I. Определение параметров. – Новосибирск, 1976. – 80 с. Ч. II. Расчет и конструирование механизмов. – Новосибирск, 1977. – 65 с.
- 55 Справочник конструктора дорожных машин / под ред. И. П. Бородачева. – М. : Машиностроение, 1973. – 503 с.
- 56 Строительные машины : справ. / под ред. В. А. Баумана, Ф. А. Лапира. Т. 1. – М. : Машиностроение, 1976. – 502 с.
- 57 Строительные машины : справ. В 2 т. Т. 1. Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / под общ. ред. Э. Н. Кузина. – М. : Машиностроение, 1981. – 496 с.
- 58 Строительные машины : каталог-справ. – М. : ЦНИИТЭстроймаш, 1979. – 523 с.
- 59 Строительные машины / под ред. Д. П. Волкова – М. : Высшая школа, 1988. – 319 с.
- 60 Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин / под ред. Л. А. Gobermana. – М. : Машиностроение, 1988. – 407 с.
- 61 **Ульянов, Н. А.** Самоходные колесные землеройно-транспортные машины / Н. А. Ульянов, Э. Г. Роненсон, В. Г. Соловьев. – М. : Машиностроение, 1976. – 359 с.
- 62 **Холодов, А. М.** Землеройно-транспортные машины: справ. / А. М. Холодов, В. В. Ничке, Л. В. Назаров. – Харьков : Вища школа, 1982. – 192 с.
- 63 **Холодов, А. М.** Проектирование машин для земляных работ / А. М. Холодов. – Киев : Вища школа, 1986.–272 с.
- 64 **Чижик, Е. И.** Машины для земляных работ / Е. И. Чижик. – Могилев, 2005. – 250 с.
- 65 Экскаваторы / Я. Е. Шостак [и др.]. – Мн. : Вышэйшая школа, 1974. – 368 с.
- 66 **Щемелев, А. М.** Расчет бульдозера / А. М. Щемелев. – Могилев : МГТУ, 2001. – 137 с.

67 **Щемелев, А. М.** Расчет скреперов / А. М. Щемелев, В. А. Довгяло. – Гомель : БелГУТ, 1995. – 69 с.

68 **Щемелев, А. М.** Проектирование гидропривода машин для земляных работ / А. М. Щемелев. – Могилев : ММИ, 1995. – 322 с.

69 Экскаваторы и стреловые краны : каталог-справ. – М. : ИТЭстроймаш, 1977. – 356 с.

70 **Юшкин, В. В.** Гидравлика и гидравлические машины / В. В. Юшкин. – Мн. : Вышэйшая школа, 1974. – 268 с.

71 **Юшкин, В. В.** Основы расчета объемного гидропривода / В. В. Юшкин. – Мн. : Вышэйшая школа, 1982. – 286 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ В
(справочное)

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОВРЕМЕННЫХ

Таблица В.1 – Бульдозеры

Модель	Тип	Тяговый класс	Мощность, кВт/л.с.	Ширина, высота отвала, м	Тип отвала	Подъем отвала, м	
1	2	3	4	5	6	7	
ДЗ-42	гус.	3	70/95	2,56x0,95	прямой	0,635	
ДЗ-42П		3	70/95	2,8x0,95		0,635	
ДЗ-162		3	69/94	2,52x1,0		0,83	
ДЗ-130		3	88/120	2,52x1,135		0,76	
Т-4АП2Б		4	96/130	2,6x1,05		н.д.	
Т-402Б		4	110/150	2,6x1,05		н.д.	
Т-150КД-05	кол.	4	129/175	2,52x1,06		0,7	
Т-150Д-03	гус.	5	118/160	2,52x0,95		0,8	
Т-150Д-05	гус.	5	129/175	2,52x0,95		0,8	
К-700Т-06БК	кол.	5	173/235	3,62x1,13		0,9	
К-700А		5	173/235	3,65x1,3		1,1	
К-702МБ01БКУ		5	173/235	3,65x1,3		1,1	
МоАЗ-40489		5	220/300	3,94x1,4	0,73		
МоАЗ-40486		5	257/350	4,34x1,4	0,73		
БелАЗ-7823		25	312/425	4,9x1,47	п/сф.	1,5	
ТС-10	гус.	10	132/180	3,24x1,3	прямой	0,9	
Б10.02ЕР		10	180/132	3,31x1,31	п/сф.	1,02	
Б10.02ВР		10	180/132	3,42x1,31	прямой	1,02	
Б12.6020ЕР		12	169/230	3,73x1,5	п/сф.	1,19	
Б12.6020ВН		12	169/230	3,7x1,145	прямой	1,24	
ДЭТ-320Б1Р2		32	243/330	4,25x1,85	п/сф.	1,21	
Т-75.01		75	603/820	6,0x2,6		н.д.	
Т-9.01Я		9	103/140	3,15x1,254		1	
Т-11.01Я		11	127/173	3,34x1,447		1	
Т-11.01ЯМ		11	127/173	4,06x1,447		1,1	
Т-15.01Я		15	175/238	3,82x1,52		1,15	
Т-15.01ЯМ		15	175/238	4,103x1,52		0,9	
Т-20.01Я		20	220/300	3,94x1,7		1,25	
Т-25.01Я		25	298/405	4,32x1,89		1,29	
ТМ-25.01		25	298/405	5,2x1,89		1,29	
ТК-25.02Я		кол.	25	382/520		5,01x1,55	1,4
Т-35.01Я		гус.	35	353/480		4,71x2,21	1,61
Т-35.01ЯБЛ			35	382/520	3,68x2,21	1,8	
Т-40.01Я	40		434/590	4,73x2,23	1,5		
Т-50.01К	50		552/750	5,46x2,27	1,61		

МОДЕЛЕЙ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

Заглубление отвала, м	Поперечный перекос, град.	Число зубьев рыхлителя	Скорость вперёд/назад, км/ч	Масса, кг	Габариты, м
8	9	10	11	12	13
0,3	–	–	11,5	7610	4,65x2,56x2,71
0,3	±25	–	11,5	7710	5,2x2,8x2,71
0,41	±10	–	11,2	7160	4,98x2,52x2,65
0,3	12	–	11,04/8,2	7840	5,03x2,52x2,923
0,3	н.д	–	9,32/6,1	9748	5,545x2,6x2,84
0,3	н.д	–	11,9/7,8	9860	5,545x2,6x2,84
0,3	±25	–	12,67/6,03	9544	8,155x2,52x2,945
0,4	8	–	3,68/7,8	8825	5,89x2,52,2,68
0,4	8	–	3,64/7,9	9025	5,89x2,52,2,68
0,3	±25	–	33,1/31	14650	7,57x3,62x3,84
0,45	±16	–	30	20800	8,6x2,915x3,8
0,3	±16	–	12	20800	8,6x2,98x3,73
0,39	±15	–	46	30400	8,735x4,21x4,0
0,39	±15	–	46	36700	9,02x3,3x3,755
0,45	±9	–	25/32	51000	10,5x4,8x8,15
0,35	12	1	0-9,5	16500	6,42x3,24x3,09
0,435	±10	3	10,4	20185	3,495x3,31x3,25
0,435	±10	3	10,4	20215	6,355x3,42x3,25
0,55	±10	3	10,4	24520	7,49x3,73x3,25
0,52	±10	1	10,4	23630	7,148x3,7x3,25
0,37	±12	1	15,3	41340	9,44x4,25x3,215
0,44	±12	1	15,7	46018	8,72x4,25x3,99
0,8	±8	1	10,6/14	106000	12,4x6,0x4,775
0,5	±7	3	11,1/14,4	16800	6,386x3,15x3,1
0,55	±9	3	11/14,4	20300	6,48x3,34x3,492
0,55	±9	3	10,9/14,3	23500	6,769x4,06x3,65
0,555	±10	1/3	11,1/14,2	28500	7,35x3,82x3,88
0,447	±10	3	11,1/14,2	3500	7,38x4,103x3,678
0,59	±10	1/3	10,4/13,3	36000	8,32x3,94x3,695
0,69	±10	1/3	12,6/15,2	47700	8,88x4,32x3,97
0,69	±10	1/3	12,7/15,3	51000	8,96x5,52x4,25
0,5	±14	–	27,2/37,9	45000	9,07x5,05x4,76
0,73	±10	1/3	12,7/15,5	61350	9,692x5,05x4,165
0,72	н.д	3	12,8/15,5	58300	9,692x3,68x4,165
0,75	±13	1/3	12,7/15,6	68500	9,393x4,73x4,304
0,73	±10	1/3	12,7/14,2	95500	10,726x5,46x4,63

Таблица В.2 – Автогрейдеры

Модель	Класс	Колесная формула	Двигатель	Мощность, кВт/л.с.	Длина отвала, м	Высота отвала, м	Угол срезаемого откоса, град	Боковой вынос, м	Скорость, км/ч	Масса, кг	Габариты, м
ГС-10.01	100	1x1x2	Д-243	59,6/81	2,73	0,47	90	0,5	35	7500	7,1x2,44x3,33
ГС-10.01-02	100	1x2x3	PM-80.15	77/105	2,73	0,47	90	0,6	40	9500	8,6x2,5x3,31
ДЗ-180А	140	1x2x3	Д-260.2	96/130	3,74	0,62	90	0,8	40	12500	9,8x2,5x3,51
ГС-14.02	140	1x2x3	Д-442	99/135	3,74	0,62	90	0,8	38	13500	8,82x2,5x3,34
ДЗ-198	200	1x2x3	Д-260.4	147/200	3,74	0,62	90	0,95	35	16700	8,95x2,6x3,36
А-122Б	140	1x2x3	Cummins	121/165	3,744	0,632	90	0,8	43	14600	10,15x2,5x3,55
ДЗ-122Б	140	1x2x3	А-01М	99/135	3,744	0,632	90	0,8	43	14736	9,45x2,5x3,5
ГС-1401	140	1x2x3	А-01МС	99/135	3,744	0,632	90	0,8	43	14700	10,15x2,5x3,645
ДЗ-298	250	1x2x3	ЯМЗ-238М2	173/240	4,92	0,8	90	1,09	47	23000	12,6x3,23x3,68
А-120.1	180	1x2x3	ЯМЗ-236М2	132/180	3,04	0,8	90	0,935	38	14730	9,1x2,55x3,78
ДЗ-98В3	250	1x3x3	ЯМЗ-238НДЗ	173/235	4,22	0,74	90	2,35	41	21800	9,8x3,22x4,0

Таблица В.3 – Скреперы

Модель	Тип загрузки	Колесная формула	Двигатель	Мощность, кВт (л.с.)	Емкость ковша		Грузоподъемность, кг	Снаряженная масса, кг	Ширина резания, м	Скорость, км/ч	Габаритные размеры, м	Производитель
					геометрическая	номинальная						
MoA3-6014	самohод.	4x2	ЯМЗ-238АМ2	165(225)	8,3	11,5	16000	20000	3	44	11,215x3,245x3,5	MoA3, г. Могилев, Беларусь
MoA3-60146	самohод.	4x2	ЯМЗ-238Б	220(300)	8,3	11,5	16000	20000	3	44	11,215x3,245x3,5	
MoA3-60147	самohод.	4x2	Cummins M11C-330	243(330)	9,3	12,5	18000	20000	3	44	11,215x3,245x3,5	
MoA3-6014-040	самohод.	4x2	Cummins M11C-350	257(350)	9,3	12,5	18000	20000	3	44	11,215x3,245x3,5	
MoA3-6007	самohод.	4x2	ЯМЗ-8481.10	257(350)	11	14	22000	30000	3	50	12,7x3,3x3,66	
MoA3-60071	самohод.	4x2	Cummins M11C-350	257(350)	11	15,3	22000	28000	3	44	12,7x3,3x3,66	
CAT 621F	самohод.	4x2	Cat-3406C	246(330)	10,7	15,3	21775	32070	3,02	51	12,93x3,47x3,71	"Caterpillar", США
CAT 631E	самohод.	4x2	Cat-3408	365(490)	16,1	23,7	34020	43945	3,49	53	14,28x3,94x4,29	
CAT 651E	самohод.	4x2	Cat-3412	410(550)	24,5	33,6	47175	60950	3,85	53	16,14x4,35x4,71	
CAT 627F	самohод.	4x4	Cat-3406C+ Cat-3306	246(330) 168(225)	10,7	15,3	21775	36538	3,02	51	12,93x3,47x3,71	
CAT 6637E	самohод.	4x4	Cat-3408 + Cat-3306	365(490) 187(250)	16,1	23,7	34020	50845	3,51	53	14,56x3,94x4,29	
CAT 657E	самohод.	4x4	Cat-3412 + Cat-3408	410(550) 298(400)	24,5	33,6	47175	68860	3,85	53	16,2x4,35x4,71	
CAT 613C	эле-ватор.	4x2	Cat-3116	131(175)	н.д.	8,4	11975	15264	2,35	35	10x2,44x3,06	
CAT 615C	эле-ватор.	4x2	Cat-3306	198(265)	н.д.	13	18506	25605	2,89	44,4	11,6x3,05x3,59	
CAT 623F	эле-ватор.	4x2	Cat-3406C	272(365)	н.д.	17,6	24905	35290	3,5	48	12,61x3,55x3,94	
CAT 633E	эле-ватор.	4x2	Cat-3408	365(490)	н.д.	26	37200	51107	3,5	53	14,81x4,05x4,24	

