

621
А90

621,878/879(07)

Т. И. АСКАРХОДЖАЕВ, Р. Х. ВАЛЕЕВ,
М. А. МИРСАДЫКОВ

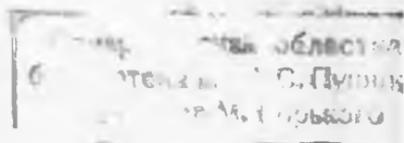
ДИПЛОМНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН

*Допущено Министерством высшего и
среднего специального образования
в качестве учебного пособия для студентов
специальности «Строительные и дорожные
машины и оборудование» высших учебных
заведений*

20117-4

19 01 2011

ТАШКЕНТ «УКИТУВЧИ» 1988



В учебном пособии рассмотрены общие вопросы дипломного проектирования по машинам для земляных работ, освещены цель, содержание и объем проектов по конструированию и модернизации бульдозеров, скреперов, автогрейдеров и одноковшовых экскаваторов, последовательность работы над проектом, приведены указания по оформлению проекта и преддипломной практике, а также по патентному поиску и расчету экономической эффективности машин.

Глава 1 написана авторами совместно, главы 2, 5, 6, 7 кандидатами технических наук Т. И. Аскарходжаевым и Р. Х. Валеевым, главы 3, 4 и § 14 главы 6 — к. т. н. М. А. Мирсадыковым.

Под общей редакцией к. т. н. *Т. И. Аскарходжаева*

Рецензенты — заслуженный деятель науки ККАССР, доктор техн. наук, проф. *О. В. Лебедев*, проф. *Р. В. Набиев*.

А $\frac{3608020000-146}{353 (04) - 88}$ 65—88

© Издательство «Укитувчи», 1988.

ISBN 5—545—00046—3

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Общие положения дипломного проектирования . . .	5
§ 1. Цель и объем дипломного проекта	5
§ 2. Последовательность выполнения дипломного про- екта	13
2. Патентный поиск по машинам для земляных работ	18
§ 1. Общие положения	18
§ 2. Патентный поиск	20
§ 3. Оформление результатов патентного поиска	25
3. Расчет бульдозера	27
§ 1. Общие положения. Выбор и расчет основных па- раметров	27
§ 2. Определение основных конструктивных парамет- ров отвала	34
§ 3. Тяговый расчет бульдозера	36
§ 4. Определение положений при расчете на проч- ность	39
§ 5. Расчет узлов и деталей бульдозерного оборудова- ния на прочность	43
§ 6. Расчет привода системы управления отвалом	53
§ 7. Производительность бульдозера и охрана труда	57
4. Расчет скрепера	59
§ 1. Общие положения и определения основных параметров	59
§ 2. Тяговый расчет скреперов	63
§ 3. Основные положения расчета на прочность уз- лов и деталей скрепера	72

§ 4. Расчет основных механизмов скрепера	77
§ 5. Определение производительности скрепера	80
5. Расчет автогрейдера	82
§ 1. Обоснование конструктивной схемы и определение основных параметров автогрейдера	82
§ 2. Потребная сила тяги и мощность двигателя	90
§ 3. Производительность автогрейдера	92
§ 4. Силы, действующие на автогрейдер	93
§ 5. Расчет механизмов управления автогрейдера	95
§ 6. Общий расчет автогрейдера на прочность	104
6. Расчет одноковшовых экскаваторов	115
§ 1. Общие положения. Выбор и обоснование конструктивно-кинематической схемы	115
§ 2. Определение основных параметров экскаватора	118
§ 3. Расчет подъемного механизма прямой лопаты	118
§ 4. Расчет напорного механизма прямой лопаты	121
§ 5. Расчет основных механизмов обратной лопаты	123
§ 6. Расчет основных механизмов драглайна	124
§ 7. Расчет основных механизмов грейфера	126
§ 8. Расчет мощности и выбор типа двигателя	128
§ 9. Расчет поворотного механизма экскаватора	129
§ 10. Статический расчет экскаватора	131
§ 11. Тяговый расчет экскаватора	137
§ 12. Кинематический расчет экскаватора	140
§ 13. Конструктивный расчет экскаватора	142
§ 14. Общие вопросы автоматизации	161
§ 15. Особенности расчета гидравлических экскаваторов	162
7. Расчет экономической эффективности машины	173
§ 1. Общие положения	173
§ 2. Определение капитальных вложений	174
§ 3. Определение себестоимости продукции	177
<i>Литература</i>	184

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

§ 1. Цель и объем дипломного проекта

Дипломный проект по специальности «Строительные и дорожные машины и оборудование» выполняются после курсовых проектов по курсам «Детали машин», «Теория механизмов и машин», «Автотракторный транспорт», «Машины для земляных работ».

Дипломное проектирование — часть учебного процесса. Его цель — проверка подготовленности студента к самостоятельному решению сложных инженерных задач. Защита дипломного проекта даст право Государственной экзаменационной комиссии присвоить студенту квалификацию инженера.

В ходе дипломного проектирования решаются следующие задачи:

— освоение навыков самостоятельной работы, связанной с проектированием и производством строительного-дорожных машин;

— воспитание чувства ответственности за конечный результат выполненной работы;

— обучение технико-экономическому обоснованию эффективности проектируемых машин и выработка навыков в составлении расчетно-пояснительных записок.

В дипломных проектах должны исследоваться и проектироваться совершенные в техническом и экономическом отношениях конструкции машин и оборудования, новые более эффективные технологические процессы, которые повышают производительность труда, снижают себестоимость и улучшают качество продукции.

В проекте во взаимной связи должны найти отражение: технология, комплексная механизация и автоматизация производственных процессов, расчеты и конструирование машин, их изготовление, экономика и организация производства, охрана труда, гражданская оборона.

Студент должен комплексно проявить знания, полученные в процессе обучения, технически грамотно и рационально реализовать их в проекте.

Объем дипломного проекта составляет обычно 12—14 листов графических работ формата 24 (594×841) и 120—130 рукописных страниц текста пояснительной записки. Содержание отдельных частей проекта согласовывается с руководителем.

На чертежах должны быть представлены: общий вид машины (1—2 листа), технологическая схема производственного процесса или схема работы машины (1 лист), схема монтажа, демонтажа и транспортировки машины (0,5—1 лист), кинематическая, гидравлическая или электрическая схемы (1—2 листа), конструкционная разработка узлов (6—7 листов), технология изготовления детали или сборки изделия (1 лист). Чертежи выполняются в карандаше, в соответствии с требованиями «Единой системы конструкторской документации» (ЕСКД).

Графический материал должен также содержать сопоставление технико-экономических показателей проектируемой и эталонной машин, результаты расчета эффективности, калькуляцию цеховой себестоимости изготовления детали, на которую составлена технологическая карта.

В дипломных проектах с исследовательским разделом объем конструкторской разработки по согласованию с руководителем проекта может быть частично заменен графическим и аналитическим материалом по результатам исследования.

В расчетно-пояснительной записке студент должен привести обзор отечественной и зарубежной литературы по теме проекта. На этой основе доказать целесообразность разработки машины, описать технологический процесс ее работы, дать описание конструкции и произвести расчеты, обосновать экономическую эффективность машины и целесообразность ее внедрения. Кроме того, в записке должны найти отражение вопросы технологии машиностроения, организации производства, охраны труда и гражданской обороны.

Расчетно-пояснительная записка открывается титульным листом. Затем следует задание на дипломный проект и оглавление. Основной материал в записке излагается в следующей последовательности:

1. Введение, 2. Технологическая часть, 3. Научно-ис-

следовательская часть, 4. Описание конструкции, 5. Расчет конструкции, 6. Электрическая часть или автоматизация работы машины, 7. Технология машиностроения, 8. Организация производства, 9. Экономика производства, 10. Охрана труда, 11. Охрана окружающей среды, 12. Гражданская оборона, 13. Заключение, 14. Список использованной литературы.

Указанные разделы проекта должны отражать следующее содержание:

Введение: директивные указания КПСС и Советского правительства по развитию строительного и дорожного машиностроения, современное состояние механизации и технологии строительного-дорожного производства, обоснование целесообразности постановки данной темы и ее важности для народного хозяйства. Объем — 4—8 с.

Технологический раздел (общая часть): описание производственного (технологического) процесса проектируемой машины, ее участия в комплексной механизации и автоматизации, условий и места эксплуатации машины, режима работы, технологической схемы и проекта организации дорожно-строительных работ; обоснование и расчет производительности, основных параметров рабочего органа и других технико-экономических показателей и сопоставление их с лучшими отечественными и зарубежными образцами подобных машин. Объем технологического раздела в записке 6—10 с.

Научно-исследовательская часть проекта должна раскрыть творческие возможности дипломанта и быть увязана с остальными разделами проекта. Эта часть по объему и содержанию может быть различной. В проектах с научно-исследовательским уклоном материалы исследований могут занимать до 60% всего объема и представляются в виде аналитических и графических зависимостей, описаний результатов исследований. Тематика таких проектов, например, может включать исследование рабочего органа на модели, исследование производительности, анализ и расчет режима управления, резания и пр. на лабораторной установке. Экспериментальные исследования студенты проводят в лабораториях кафедры или на предприятиях. Во всех случаях дипломный проект должен иметь конструкторскую часть. Полная замена проекта экспериментальной работой допускается по согласованию с учебно-ме-

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО
И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УзССР
ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

Факультет «Дорожные машины»
Кафедра «Дорожные машины и оборудование»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К ДИПЛОМНОМУ ПРОЕКТУ

на тему:

Декан факультета
Завкафедрой
Руководитель
Консультант по экономической части
Консультант по охране труда и ТБ
Консультант по охране окружающей среды
Выполнил студент группы СДМ

Ташкент 19...

тодическим советом факультета. Объем раздела в записке 30—60 с.

Описание конструкции: отличительные признаки узлов и машин в целом, их взаимодействие в процессе работы, технические показатели машины, технические условия на изготовление деталей, сборку узлов и машины, проверку работоспособности машины в собранном виде, схему монтажа и перевозки машины, взаимодействие и увязку работы машины с другими агрегатами производственного процесса. Объем описания — 6—8 с.

Расчет конструкции: определение внешних нагрузок и сопротивлений, расчет рабочих механизмов, определение типовых условий при работе и неустановившемся движении, баланс мощности и выбор двигателя, расчет уравнишенности и запаса устойчивости, определение нагрузок на грунт, кинематические расчеты, расчеты на прочность и выносливость основных узлов машины. Объем материала по разделу 30—40 с.

При проектировании автоматизации работы машины и оборудования определяют технические средства для выполнения рабочего процесса при оптимальных режимах, контроль и автоматическую защиту рабочих органов от перегрузок.

В зависимости от задания могут быть автоматизированы отдельные операции или производственный процесс в целом, например, изменение скорости движения, что зависит от нагрузок рабочего органа, дозирования материала, контроля режима или процесса и т. п. Этот раздел представляется схемами на чертежах и текстовым материалом на 6—8 с.

Технология машиностроения: разработка технологического процесса сборки узла (машины) или изготовление детали. Исходными данными для обоснования сборки служит сборочный чертеж узла и технические условия на сборку, метод сборки, указания об использовании оборудования.

Рекомендуется следующий порядок разработки технологического процесса сборки: разделить изделие на сборочные группы и подгруппы и выявить базовую деталь; составить схему сборки; выделить содержание сборочных операций и рациональную последовательность их выполнения; подобрать необходимое оборудование, приспособление и инструмент; определить режимы сборки и нормы времени на выполнение сборочных

операций; назначить технические условия на сборку элементов и на общую сборку изделия по операциям; подобрать методы и средства технического контроля.

При разработке процесса изготовления детали необходимо: дать анализ технологичности детали; определить годовую программу выпуска и размер партии детали; обосновать способ получения заготовки, разработать процесс изготовления детали.

Разработанный материал представляют на одном листе чертежа формата А4 и на 10—15 с. расчетно-пояснительной записки.

Организация производства: обоснование метода производства работ, состава машинного отряда (или линейных работ); организация технологического процесса и схемы расстановки машин и оборудования; рациональные схемы работы машины.

Дипломант уточняет, по согласованию с руководителем проекта, объем и возможные разработки по этому разделу, что зависит от темы и содержания проекта. Объем раздела 10—12 с.

Экономика производства. Обоснование народнохозяйственного значения темы проекта и принятых технических и организационных решений с расчетом экономического эффекта.

При расчете величины экономической эффективности необходимо обратить особое внимание на правильный и обоснованный выбор сравниваемой (эталонной) машины, с которой ведется сопоставление технико-экономических показателей. Следует также рассчитать годовой экономический эффект от работы новой машины.

Для разработки технологических процессов выявляют потребности капитальные вложения, трудоемкость и численность работающих, затраты на материалы, заработную плату рабочих и эксплуатацию машин, накладные расходы и плановые накопления, затем сравнивают эффективность проектируемого производственного процесса с существующим.

Охрана окружающей среды по объему и содержанию зависит от темы, взятой дипломантом, и связана, главным образом, с охраной воздушного и водного бассейнов и почвы.

При разработке конструкторских решений, связанных с модернизацией и совершенствованием существующей или созданием новой машины, дипломанту не-

обходимо определить техническое соответствие конструкции и природоохранных мероприятий.

В целом данный раздел дипломного проекта в зависимости от темы должен включать следующее:

— законодательные и нормативные документы, связанные с охраной окружающей среды;

— мероприятия по борьбе с загазованностью и дымностью, связанными с работой строительно-дорожных машин вообще и особенно в условиях карьеров (концентрация канцерогенных веществ),

— мероприятия по рациональному расходу воды; возможностью использования системы обратного водоснабжения и т. п.;

— мероприятия по рациональному использованию поверхностного слоя земли (рекультивация земель). Объем данного раздела 8—10 с.

Гражданская оборона: основные инженерно-технические мероприятия, проводимые на предприятиях по повышению их устойчивости в военное время, мероприятия по использованию строительных и дорожных машин при ведении спасательных и неотложных аварийно-восстановительных работ в очаге поражения.

Руководитель проекта выдает задание на разработку вопросов гражданской обороны одновременно с выдачей задания на дипломное проектирование и проводит консультацию. Материал по этому разделу представляется в виде текста, расчетов и схем. Объем — 6—10 с.

Заключение: содержит выводы о проделанной работе и соответствии проекта выданному заданию, отражает преимущества принятого технического решения и показывает возможные области использования полученных результатов, ожидаемый экономический эффект от спроектированного образца машины, целесообразности ее внедрения в народное хозяйство. Объем — 2—3 с.

Список использованной литературы приводят в конце записки в следующем порядке: труды классиков марксизма-ленинизма, решения партии и правительства, труды авторов и ведомственные материалы.

Каждый литературный источник отражается в списке в следующем порядке: порядковый номер в списке, фамилия и инициалы авторов, заглавие книги (для статьи ее заглавие, название сборника или журнала, его номер), место издания, издательство, дата выпуска, объем в страницах.

При выполнении дипломных проектов исследовательского характера определяется экономический эффект от улучшения технологических, эффективных или эксплуатационных параметров оборудования. Студент рассчитывает также величины капитальных вложений, необходимых для проведения исследований, и потребные производственные затраты.

Экономические показатели и методы их расчета дипломант согласовывает с консультантом раздела и руководителем проекта.

Результаты расчета сравнительных технико-экономических показателей представляются на листе формата 24. Общий объем раздела в записке 10—12 с.

Охрана труда включает мероприятия, связанные с основными требованиями техники безопасности, промышленной санитарии и пожарной безопасности.

Требования техники безопасности: прочность и надежность всех узлов и машины в целом, свободный доступ к ремонтируемым узлам, безопасность при монтаже и демонтаже, ограждение вращающихся и движущихся механизмов, обеспечение безопасности движения обслуживающего персонала по проходам, внутри цехов и по лестницам, централизация и автоматизация управления производственным процессом, заземление и зануление электрооборудования, обеспечение безопасности эксплуатации машин.

Требования промышленной санитарии: соблюдение норм площади и объема помещений, приходящихся на одного рабочего, вентиляция производственных участков, обеспечение в установленных пределах температуры в производственных помещениях, расчет освещенности (естественной и искусственной) производственных участков и рабочих мест, обеспечение нормальных условий работы, связанных с устранением шума, вибрации, пыли, паров и газов.

Противопожарные требования: обеспечение огнестойкости зданий, сооружений, наличие противопожарных преград при эвакуации людей, обеспечение пожарным водоснабжением, наличие системы пожарной сигнализации, определение необходимого количества пожарного инвентаря, пожарная безопасность при дуговой и газовой сварках на складах жидкого и твердого топлива.

В проекте должна быть установлена система ответ-

ственности за состояние техники безопасности и противопожарной техники.

По указанию консультанта разрабатываются: система искусственного освещения, схема и расчет точно-вытяжной вентиляции, схема дистанционного, автоматического управления опасными процессами, конструкция защитных устройств, ограждений и др. Объем раздела 6—8 с.

§ 2. Последовательность выполнения дипломного проекта

Дипломное проектирование ведется в следующей последовательности:

1. Выбор темы дипломного проекта, назначение руководителя и консультантов по отдельным разделам дипломного проекта;

2. Преддипломная практика (4 недели). Это время сбора научно-технической информации по теме дипломного проекта;

3. Выполнение дипломного проекта в институте (12—14 недель), рецензирование дипломного проекта и защита его в ГЭК.

Тему проекта, назначение руководителя и консультанта оформляют приказом ректора института.

Тематика дипломного проектирования должна отражать современные тенденции развития строительных и дорожных машин, отличаться технической и производственной актуальностью, сочетать конструкторскую и технологическую части, включать вопросы экономики и организации производства.

Тема проекта должна быть конкретной. Рекомендуется практиковать выдачу тем исследовательского характера, являющихся продолжением НИРС или связанных с научными исследованиями кафедры. Однако эти проекты также должны включать конструкторскую, технологическую и организационно-экономическую части.

Задание на дипломное проектирование составляется в 2-х экземплярах по форме руководителем проекта, утверждается заведующим кафедрой. Один экземпляр выдается студенту до отбытия на преддипломную практику, другой — остается на кафедре.

В задании указывается тема дипломного проекта, исходные данные для разработки, состав проекта и

объем разработки, сроки выдачи задания и готовности проекта. Утвержденное задание является основным документом для работы над проектом. Одновременно с выдачей задания руководитель проекта указывает необходимую литературу и дает указания по сбору материалов на преддипломной практике. Студент может получить от консультантов указания и по организационно-экономическому разделу проекта, электротехнической части и автоматике, охране труда, гражданской обороне.

Преддипломная практика студентов-очников организуется в начале десятого семестра, после завершения теоретического обучения и сдачи всех предусмотренных учебным планом экзаменов, зачетов, лабораторных работ и курсовых проектов.

В зависимости от темы дипломного проектирования, практика проводится на заводах, где изготавливают аналогичные машины и оборудование, в научно-исследовательских или конструкторских организациях, в которых занимаются исследованиями или конструкторскими разработками, близкими к теме проекта.

Прохождение практики может быть организовано на передовых предприятиях по производству строительных материалов и изделий, где подобные машины и оборудование эксплуатируются и частично ремонтируются.

Общим руководством, организацией и контролем за работой студента занимается руководитель практики от кафедры.

Каждый студент в период практики обязан вести дневник. В него записываются производственные наблюдения, схемы, расчетные и экономические данные и другие материалы, необходимые для выполнения дипломного проекта.

Оценка итогов практики производится на основе зачета, на который студент обязан представить: дневник, собранный материал по теме проекта, отзыв предприятия. Студент отчитывается о проделанной работе перед руководителем дипломного проекта для получения зачета с оценкой.

Работа над дипломным проектом требует от студента максимума творческой инициативы и самостоятельности в использовании технических знаний.

Процесс дипломного проектирования, как и любая инженерная работа, должен идти в определенной методической последовательности. Перед началом работы

студент составляет календарный график (табл. 1) с указанием этапов, объема работ по разделам и сроков выполнения. График корректируется и утверждается руководителем.

1. Календарный график выполнения дипломного проекта

Этапы проектирования	Трудо- емкость, %	Неделя проектирования													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1. Ознакомление с заданием, подбор материала, обзор существующих конструкций	5														
2. Технология производства работ, разработка вариантов, выбор схемы машины и обоснование основных параметров, разработка общего вида машины	12														
3. Предварительный технико-экономический расчет и сопоставление показателей	3														
4. Расчет машины и разработка чертежей основных узлов, общего вида, схем	30														
5. Описание конструкции, оформление расчета в записке	5														
6. Автоматизация	4														
7. Технология машиностроения	10														
8. Организация производства	6														
9. Экономика производства	7														
10. Охрана труда	5														
11. Гражданская оборона	3														
12. Охрана окружающей среды	5														
13. Обводка чертежей и оформление расчетно-пояснительной записки, просмотр проекта на кафедре, подготовка к защите, получение рецензии	5														
Итого	100														

Защита проекта в ГЭК

Консультации проводят руководитель проекта и консультанты соответствующих разделов не реже одного раза в неделю. Консультации, как правило, даются в форме советов, а не готовых решений.

Консультант и руководитель контролируют и проверяют выполнение проекта по этапам в соответствии со сроком календарного графика. Кафедра назначает контрольный срок проверки проектирования после предъявления студентом чертежей и расчетно-пояснительной записки руководителю проекта и заведующей кафедрой в качестве отчета о проделанной работе.

Работу над дипломным проектированием рекомендуется проводить в следующей последовательности.

На *первом этапе* после получения задания и ознакомления с рекомендуемой литературой разрабатываются вопросы введения и технологического раздела.

На *втором этапе* предусматривается разработка компоновочного чертежа общего вида машины с размещением основных механизмов и узлов и установлением кинематической связи между звеньями механизмов.

На *третьем этапе* предусматривается разработка основных узлов машины, расчет узлов и деталей на прочность.

Расчет и конструирование ведут параллельно, что позволяет уточнить расчет в зависимости от конструктивных параметров.

На *четвертом этапе* уточняются расчеты машины, оформляется второй раздел расчетно-пояснительной записки.

На *пятом этапе* предусматривается разработка, расчет и графическое оформление остальных разделов проекта.

После проверки консультантами и руководителем проекта расчетно-пояснительную записку переплетают. Руководитель проекта пишет отзыв, в котором указывает достоинства и недостатки проекта, оценивает степень самостоятельной работы студента, его общеобразовательную и практическую подготовленность, качество расчетов и графического материала. Отзыв должен быть изложен на 1,5—2 листах машинописного текста.

Не позже, чем за десять дней до защиты, согласно графику, в присутствии консультантов и руководителя определяется законченность проекта и степень соответствия его заданию. Затем обсуждается возможность допуска дипломанта к предварительной защите. В зависимости от результатов предварительной защиты комиссия направляет дипломный проект на внешнюю рецензию или на доработку.

Проект направляется на рецензирование дипломи-

рованными специалистами промышленности, конструкторских бюро и научных институтов. Кандидатуры рецензентов утверждаются на заседаниях профилирующей кафедры. Рецензент должен отразить соответствие выполненного дипломного проекта заданию, кратко охарактеризовать принятые технические решения, оценить качество выполнения чертежей и расчетно-пояснительной записки, указать положительные стороны проекта и его недостатки, дать общую оценку работы дипломанта и заключение о практической значимости проекта.

Срок написания рецензии не более трех дней. Студент должен быть ознакомлен с рецензией до защиты. Вносить изменения в дипломный проект после рецензии не разрешается.

Защита дипломного проекта. Качество подготовки выпускаемых специалистов и присвоение им квалификации инженера-механика проверяется на открытом заседании Государственной экзаменационной комиссии (ГЭК).

Перед защитой в ГЭК представляют: дипломный проект, отзыв руководителя, рецензию, выписку об успеваемости студента по всем предметам и о выполнении им всего учебного плана.

Защита включает доклад (15 мин.), оглашение рецензии, ответы на замечания рецензента, членов ГЭК и всех присутствующих, оглашение отзыва руководителя.

Дипломант должен кратко изложить цель проделанной работы, содержание проекта, принятые оригинальные технические решения и основные данные по каждому разделу. Он должен обосновать экономическую целесообразность разработки конструкции, показать практическую значимость проведенной работы. Во время доклада необходимо использовать графическую часть проекта, представленную к защите.

При оценке дипломного проекта учитывают практическую ценность и актуальность проекта, качество чертежей и расчетно-пояснительной записки, оригинальность технических решений, степень использования ГОСТа, СНиП, нормалей, унифицированных узлов и деталей, содержание доклада и ответов на вопросы, общую теоретическую и практическую подготовку дипломанта, заключение рецензента и отзыв руководителя проекта.



Решение об оценке дипломного проекта, присвоении квалификации инженера-механика и выдаче диплома принимается ГЭК большинством голосов.

2. ПАТЕНТНЫЙ ПОИСК ПО МАШИНАМ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

§ 1. Общие положения

В задании на дипломный проект должна быть четко определена задача, например, разработка рабочего оборудования одноковшового экскаватора с параметрами, отличными от существующих, модернизация рабочего оборудования автогрейдера или усовершенствование какого-нибудь узла машины для земляных работ и др.

Задание проекта уточняется с его руководителем, затем студент приступает к его исполнению: сбору информации о том, как, когда решалась данная или близкая к ней задача и решалась ли она когда-нибудь.

Если выяснится, что такая задача уже решена, то остается только использовать ее применительно к данному проекту. Может выясниться, что решения нет, но есть подходящее решение из другой области производства или материалы информации подскажут путь решения данной задачи. Поэтому изучение патентной и другой информационной литературы должно стать левым циклом каждой новой разработки.

Поток технической информации все время возрастает и в ограниченное на подготовку проекта время переработать ее всю затруднительно. Поэтому на первом этапе, т. е. при дипломном проектировании, следует обязательно просмотреть некоторые журналы и провести патентный поиск по авторским свидетельствам СССР.

Рекомендуется обязательно просмотреть следующие ежемесячные научно-технические и производственные журналы: «Строительные и дорожные машины», «Автомобильные дороги», «Механизация строительства» и, кроме этого, журналы: «Изобретатель и рационализатор», «Транспортное строительство», «Бюллетень строительной техники», «Тракторы и сельхозмашины», «Торфяная промышленность», «Механизация и автоматизация производства», «Промышленный транспорт», «Промышленное строительство».

Рекомендуется просмотреть журналы за последние 10 лет (методика просмотра общеизвестна). Материал,

имеющий отношение к теме, необходимо выписать с указанием названия журнала, года выпуска и номера.

Авторские свидетельства просматриваются обязательно, потому что сведения о многих технических решениях, признанных изобретениями (т. е. тех, на которые выданы авторские свидетельства), не публикуются в технической литературе и остаются почти неизвестными, а данные сохраняются только в патентной литературе. Кроме того, сведения об изобретениях в патентной документации опережают, как правило, публикацию в технической литературе, иногда на значительное время.

Прежде чем приступить к просмотру авторских свидетельств по данному вопросу, необходимо знать следующее:

В патентной практике все технические решения, признаваемые изобретениями и защищаемые авторскими свидетельствами или патентами, отнесены к трем основным категориям: устройствам, способам, веществам.

К устройствам относятся все машины, приборы, оборудование и аппараты, детали, узлы, механизмы, агрегаты, инструменты, приспособления и т. д., а также строительные конструкции в целом и их детали.

К способам относятся технологические процессы, приемы, операции, применяемые в любых отраслях промышленности, дорожно-строительного производства, сельского хозяйства, культуры или здравоохранения, в частности, типовые или наиболее распространенные технологические процессы, методы испытаний и измерений и т. д.

К веществам относятся сплавы, пластмассы, керамика, строительные материалы, краски, пасты и все другие материалы, независимо от способа их получения.

При дипломном проектировании необходимо ориентироваться в основном на устройства и способы.

1. С 1 января 1970 г. в СССР в качестве основной системы классификации изобретений и индексирования их описаний введена Международная классификация (МКИ). МКИ широко применяется в настоящее время в большинстве стран Европы и мира. Однако в некоторых странах она имеет свои особенности и для того, чтобы вести патентный поиск по материалам какой-либо страны, надо знать эти особенности.

МКИ подразделяет всю совокупность изобретений

на восемь разделов. Они обозначаются заглавными буквами латинского алфавита от А до Н (раздел А — «Удовлетворение жизненных потребностей человека»; В — «Различные технологические процессы»; С — «Химия, металлургия»; Д — «Текстиль, бумага»; Е — «Строительство, горное дело»; F — «Механика, освещение, отопление, двигатели и насосы, оружие и боеприпасы, взрывные работы»; G — «Физика»; Н — «Электротехника»).

Внутри разделов находятся классы, подклассы, группы и подгруппы. Например, запись EОIC 19/12 означает, что изобретение относится:

к разделу «Строительство; горное дело» (индекс E);

классу «Дорожное строительство, строительство железных дорог и мостов» (индекс 01);

подклассу «Строительство дорог, дорожных покрытий, спортивных площадок и т. п.; машины для строительства и ремонта» (индекс С);

группе «Машины, вспомогательные устройства и инструменты для приготовления и распределения дорожно-строительных материалов, обработки уложенных материалов или для образования, уплотнения и окончательной отделки покрытий» (индекс 19/00);

подгруппе «Машины, вспомогательные устройства и т. д. ... для распределения гранулированных или жидких материалов» (индекс 19/12).

Отсюда следует, что все изобретения, связанные с созданием новых машин, устройств и т. д., предназначенных для распределения гранулированных или жидких материалов при строительстве дорог, спортивных площадок и т. п., должны иметь индексацию EОIC 19/12.

§ 2. Патентный поиск

Для просмотра авторских свидетельств, необходимо воспользоваться вспомогательным справочным материалом. Одним из основных справочников считается «Алфавитно-предметный указатель к международной классификации изобретений» (АПУ), который облегчает использование системы МКИ при патентном поиске.

Основа АПУ — ключевые слова, соответствующие техническим терминам, используемым в системе МКИ. Алфавитное расположение терминов в АПУ позволяет

значительно сократить время нахождение нужных рубрик в системе классификации, на патентный поиск.

Алфавитно-предметный указатель к системе МКИ имеет следующую структуру.

На «входе» указателя помещены ключевые слова, отражающие как родовые, так и видовые понятия и признаки, содержащиеся в рубриках МКИ. На «выходе» указателя помещены индексы МКИ, отсылающие к тем или иным подразделениям системы классификации.

Технические термины даются в именительном падеже множественного числа (двигатели, двери). Правила пользования АПУ приводятся в начале указателя.

Наряду с АПУ роль «ключа» выполняет также «Указатель ключевых терминов к международной классификации изобретений» (УКТ). В этом указателе все термины взяты из словесных толкований рубрик МКИ. Расположены они в алфавитном порядке.

На «входе» также помещены ключевые термины, а на «выходе» — индексы МКИ. Пользоваться можно как теми, так и другими указателями. Например, нас интересуют одноковшовые экскаваторы.

Основным словом является «экскаваторы». Находим в АПУ «вход» — экскаваторы». Далее идут:

экскаваторы EO2F-3/00 — 3—96 (см. также Землеройные машины);

— использование для добычи торфа E21C 49/02;

— использование для разработки грунта EO2F 1/00;

— канатно-скребковые EO2F 3/46;

— конструктивные элементы EO2F 3/12 — 3/16, 3/22 — 3/26, 3/36 — 3/42, 3/58 — 3/60, 3/80 — 3/87, 9/00 — 9/28;

— рельсовые пути для них EO1B 23/10 — 23/16;

— специального назначения EO2F 5/00 — 5/28;

— устройства для подвески канатов у кабелей на экскаваторах EO2F 9/14.

После слова экскаваторы указан индекс МКИ: EO2 3/00 — 3/96. Значит, определен раздел E (Строительство; горное дело), класс 02 (Гидротехнические сооружения; основания и фундаменты; перемещение грунта, подкласс (Экскавация и перемещение грунта), группа 3/00 (Экскаваторы и другие землеройные машины) и подгруппы 00=96. После этого берется указатель «Международная классификация изобретений», раздел E, и по рубрике определяется подгруппа интересующего нас экскаватора:

- E02F3/00 — экскаваторы и другие землеройные машины (для специальных целей 5/00; машины и оборудование для горного дела E21C; строительство тоннелей E01);
- 3/02₀ — с ручным приводом,
- 3/04₀ — с механическим приводом;
- 3/06₀₀ — с винтообразными или шнекообразными рабочими органами;
- 3/08₀₀ — с рабочими органами, расположенными на бесконечной цепи (конвейеры B65G);
- 3/10₀₀₀ — с устройствами, которые только разрыхляют грунт,
- 3/12₀₀₀ — конструктивные элементы,
- 3/14₀₀₀₀ — ковши; цепи; направляющие для ковшей или цепей, приводы для цепей;
- 3/16₀₀₀₀ — предохранительные устройства и механизмы управления (предохранительные устройства вообще, F16P; управления G05);
- 3/18₀₀ — с рабочими органами, вращающимися вокруг оси (роторные экскаваторы);
- 3/20₀₀₀ — с устройствами, которые только разрыхляют грунт;
- 3/22₀₀₀ — конструктивные элементы,
- 3/24₀₀₀₀ — роторы; рабочие органы роторов;
- 3/26₀₀₀₀ — предохранительные устройства и механизмы управления (предохранительные устройства вообще, G6P; управление G05);
- 3/28₀₀ — с рабочими органами, расположенными на рукояти; ковшовые экскаваторы (3/62 имеет преимущество);
- 3/30₀₀₀ — с рукоятью, расположенной на стреле;
- 3/32₀₀₀₀ — работающие на себя;
- 3/34₀₀₀ — с рукоятью, расположенной непосредственно на раме машины;
- 3/36₀₀₀ — конструктивные элементы;
- 3/38₀₀₀₀ — стрелы, рукояти;
- 3/40₀₀₀₀ — ковши;
- 3/42₀₀₀ — приводы ковшей и рукоятей;
- 3/44₀₀ — с грейферами (3/62 имеет преимущество); грейферное оборудование для кранов B66C);

- 3,46₀₀ — с рабочими органами, совершающими возвратно-поступательное движение с помощью канатной тяги (3/62 имеет преимущество);
- 3/48₀₀₀ — драглайны;
- 3/50₀₀₀ — с концами или другими рабочими органами, перемещающимися в жестких направляющих;
- 3/52₀₀₀ — кабельные экскаваторы (кабельные краны В66С);
- 3/54₀₀₀ — скреперы с канатной тягой;
- 3/56₀₀₀₀₀ — со скребковыми ковшами или подобными им рабочими органами, управляемыми вручную;
- 3/58₀₀₀ — конструктивные элементы;
- 3/60₀₀₀₀₀ — ковши и другие подобные им рабочие органы,
- 3/62₀₀ — с рабочими органами, приводимыми в движение тягачом или расположенными непосредственно на тягаче; подобные им самоходные машины; планировочные устройства, например, грейдеры, струги, бульдозеры;
- 3/64₀₀₀ — со скребковыми ковшами или со срезающими зубьями; колесные скребковые ковши;
- 3/66₀₀₀₀₀ — с ковшами, осуществляющими сортировку породы;
- 3/68₀₀₀ — с ковшами, перемещающимися в жестких направляющих на шасси тягача;
- 3/70₀₀₀ — с ковшами, расположенными на рычаге, соединенном с шасси тягача;
- 3/72₀₀₀₀₀ — поворотные рычаги, например, установленные на поворотных платформах (3/75 имеет преимущество),
- 3/74₀₀₀₀₀ — с рычагами, вращающимися на стреле, установленной на раме тягача;
- 3/75₀₀₀₀₀₀ — с поворотной стрелой, установленной, например, на поворотной платформе;
- 3/76₀₀₀ — грейдеры, бульдозеры и т. п. с отвалами или плужными рабочими органами (для обработки почвы АО1В);
- 3/78₀₀₀ — с вращающимися рабочими органами;

- 3/80₀₀₀ — конструктивные элементы;
- 3/81₀₀₀₀ — ковш или зубья;
- 3/82₀₀₀₀ — для опорожнения ковшей опрокидыванием;
- 3/83₀₀₀₀ — опрокидыванием на сторону;
- 3/84₀₀₀₀ — приводы и органы управления для них;
- 3/85₀₀₀₀₀ — с использованием гидравлических или пневматических систем;
- 3/86₀₀₀₀₀₀ — для регулирования положения ковша;
- 3/87₀₀₀₀₀₀ — для управления последовательностью рабочих операций;
- 3/88₀₀ — со всасывающим или нагнетательным устройствами (насосы общего назначения 04);
- 3/90₀₀₀ — конструктивные элементы;
- 3/92₀₀₀₀ — рабочие органы, например, всасывающие головки;
- 3/94₀₀₀₀ — устройства для удаления камней из разрабатываемого грунта;
- 3/96₀₀ — с устройствами, позволяющими применять различные типы рабочих органов.

Следовательно, наибольший интерес представляет подгруппа ЕО2F 3/28 — экскаваторы и другие землеройные машины с механическим приводом, с рабочими органами, расположенными на рукояти; ковшовые экскаваторы (3/62 имеют преимущество). Этот процесс нахождения индекса МКИ называется индексацией. Таким образом, необходимо просмотреть все авторские свидетельства этой подгруппы.

Описания к авторским свидетельствам и патентам СССР хранятся в соответствии с МКИ. Их можно получить для ознакомления. Однако некоторые авторские свидетельства могут быть по различным причинам не представлены в подборке и неизвестно, все ли они учтены.

Авторские свидетельства, выданные в СССР, можно уточнить по «Итоговому систематическому указателю авторских свидетельств и патентов СССР». В соответствии со схемой МКИ в нем приводится перечень номеров авторских свидетельств с 1924 г. по настоящее время.

В этом указателе по индексу ЕО2F 3/28 находим номера авторских свидетельств и выписываем их: 15320, 23238, 25497, 33512, 64505 и т. д., всего 55 номе-

ров (а по индексу 3/62: 12594, 13296, 23425, 27387 и т. д., всего 85 номеров). Для выявления номеров авторских свидетельств, выданных в последующие годы (начиная с 1970 г.), существуют «Годовые систематические указатели авторских свидетельств и патентов СССР». Авторские свидетельства последних лет находим в бюллетене «Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки», пользуясь найденным индексом (ЕО2F 3/28 — 3/62). Имея в наличии номера авторских свидетельств, можно приступить к изучению их описания.

Указанная литература для проведения патентного поиска (журналы, «Алфавитно-предметный указатель к международной классификации изобретений» — АПУ, «Указатель ключевых терминов к международной классификации изобретений» (УКТ), указатель «Международная классификация изобретений» (МКИ), «Итоговый систематический указатель авторских свидетельств и патентов СССР», «Годовые систематические указатели авторских свидетельств и патентов СССР», бюллетени «Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки» и описания авторских свидетельств) находится в полном объеме в патентно-техническом отделе Республиканской научно-технической библиотеки и Узбекском научно-исследовательском институте научно-технической информации при Госплане Узбекской ССР.

§ 3. Оформление результатов патентного поиска

В результате поиска подбираются материалы в виде технических решений различных задач, близких к заданной либо прямо решающих поставленную задачу. Для этого надо проанализировать накопленный материал и привести его в систему применительно к поставленной задаче.

Систематизация накопленного материала заключается в группировке его по тем вопросам, которые помогут найти то или иное техническое решение. Например, по одноковшовым экскаваторам могут решаться вопросы общей компоновки машины, совершенствования рабочего оборудования (ковша, рукояти, стрелы), силового привода и механизмов, модернизации ходового оборудования и т. д.

После распределения полученной информации, например, по одноковшовому экскаватору, приступают к анализу технических решений.

В начале необходимо подробно обосновать, почему найденное техническое решение не удовлетворяет дипломанта или указать, какие недостатки найденного решения не позволяют применить его в данном случае.

В расчетно-пояснительной записке к дипломному проекту необходимо перечислить все просмотренные материалы, из которых отобрана информация по данному вопросу (рис. 1).

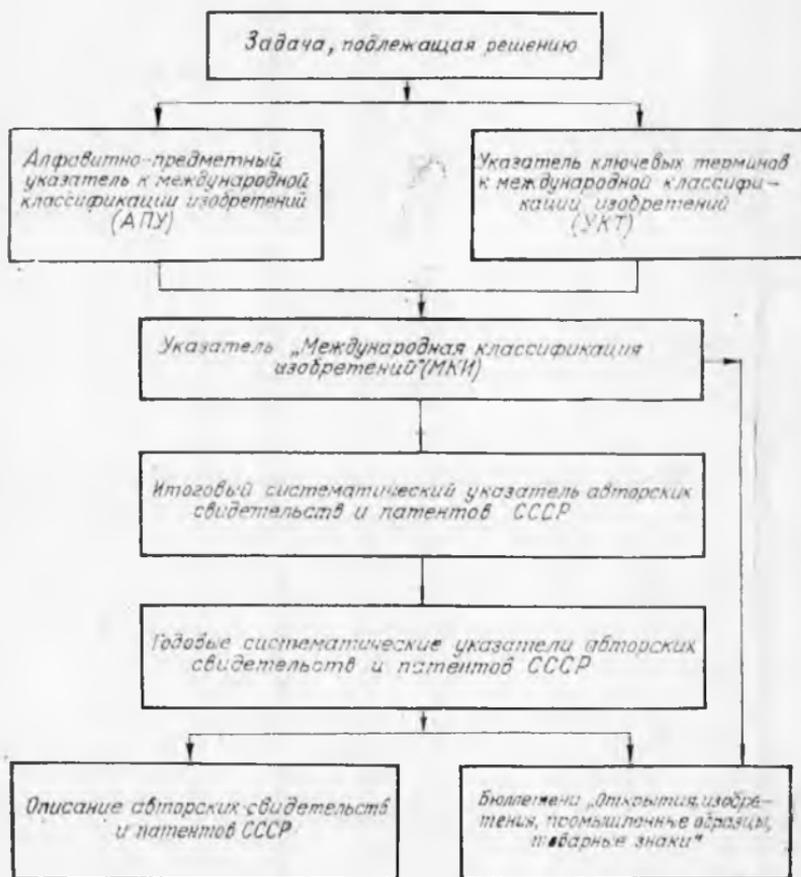


Рис. 1. Схема патентного поиска.

3. РАСЧЕТ БУЛЬДОЗЕРА

§ 1. Общие положения.

Выбор и расчет основных параметров

Бульдозер — самоходная землеройная машина с помощью которой послойно срезают, набирают и перемещают на расстояние до 60—150 м грунт, строительные материалы и полезные ископаемые, используемая в дорожном, гражданском и мелиоративном строительстве, а также в горнодобывающей промышленности.

Бульдозер состоит из базового тягача на гусеничном или колесном ходу, на него при помощи рамы или толкающих брусьев навешивается отвал криволинейной формы. Это рабочий орган, и располагается он вне базы тягача (рис. 2).

Бульдозеры классифицируют по назначению, по мощности, силе тяги базовой машины, типу движителей, а также по отдельным конструктивным признакам (конструкции отвала, его размещению и установке, типу механизма управления и т. д.).

Проект бульдозера должен выполняться поэтапно (рис. 3).

Исходные данные при расчете бульдозера: модель базовой машины, основные виды выполняемых работ, категория разрабатываемого грунта. Расчет ведется на

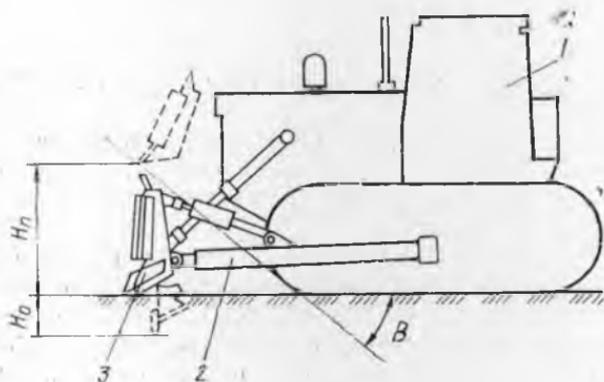


Рис. 2. Схема бульдозера с неповоротным отвалом.



Рис. 3. Блок-схема расчета бульдозера.

основе подбора бульдозерного оборудования к базовой машине.

Выбор и расчет основных параметров рабочего оборудования, определение тяговых показателей выполняют для грунтовых и эксплуатационных условий, указанных в задании.

В задании также предусматривается расчет какого-либо основного узла или детали бульдозера на прочность. При этом величину горизонтальной нагрузки определяют по максимально возможному тяговому усилию бульдозера, а вертикальной — из условия опрокидывания базовой машины вперед и назад.

Найденные основные параметры и показатели буль-

дозеров должны соответствовать требованиям ГОСТа 7410-79.

Главным параметром бульдозера является номинальное тяговое усилие — максимально возможное тяговое усилие, реализуемое базовым тягачом при работе на плотном грунте с учетом его догрузки массой навесного оборудования при буксовании не выше 7% для гусеничных и 20% для колесных машин и скорости 2,5 — 3,5 км/ч.

Эксплуатационные качества бульдозера характеризуются следующими основными параметрами: эксплуатационной массой, основными рабочими скоростями, средним статическим давлением и смещением центра давления. Возможность разработки грунтов различных категорий определяется удельным напорным усилием и удельным вертикальным усилием внедрения, развиваемыми на режущей кромке ножа отвала.

Номинальное тяговое усилие бульдозера по сцеплению

$$P_{II} = m_{6M} g k_T \varphi_{сш}$$

где $g=9,81$ — ускорение свободного падения, м/с²;

m_{6M} — эксплуатационная масса базовой машины, т;

k_T — коэффициент использования массы базовой машины с оборудованием по сцеплению;

$\varphi_{сш}$ — коэффициент, учитывающий наличие бульдозерного и другого оборудования (рыхлителя и др.).

В зависимости от типа базовой машины величина k_T имеет следующие значения:

гусеничные сельскохозяйственные тракторы	. . . 0,62
колесные	" . . 0,50
гусеничные промышленные	" . . 0,90
колесные	" . . 0,60

При навешивании на базовую машину только бульдозерного оборудования $\varphi_{сш} = 1,17 — 1,2$; при навешивании на базовую машину спереди бульдозерного и сзади другого оборудования $\varphi_{сш} = 1,35 — 1,45$.

Найденное значение номинального тягового усилия по сцеплению необходимо сопоставить с наибольшим возможным по двигателю тяговым усилием. Сила тяги по двигателю определяется P_g (к·Н):

$$P_g = 3,6 N_{дв} \eta_{тр}/v,$$

где $N_{дв}$ — мощность двигателя базовой машины, кВт;
 v — скорость движения базовой машины на первой передаче, км/ч;
 $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии: $\eta_{тр} = 0,83 \dots 0,86$ — для механической, $\eta_{тр} = 0,73 \dots 0,76$ — для гидромеханической.

Эксплуатационная масса бульдозера:

$$m_6 = m_{6м} + m_{6о},$$

где $m_{6о}$ — эксплуатационная масса бульдозерного оборудования (со смазкой, маслом в гидросистеме и др.), т.

Эксплуатационная масса бульдозерного оборудования должна быть не более 25% эксплуатационной массы базового трактора.

Скорость рабочего хода определяется конструкцией базовой машины, технологией и безопасностью производства работ и должна находиться в пределах 2,5 — 3,5 км/ч. Превышение указанных пределов скорости рабочего хода резко повышает утомляемость водителя при неизменной эффективности бульдозера.

Скорость обратного хода бульдозера ограничивается продольными и поперечными колебаниями, возникающими при движении машины. При полужесткой и балансирной подвесках гусеничных движителей величина скорости обратного хода не может быть выше 5—6 км/ч, а при эластичной и балансирно-звеньевой — более 7—8 км/ч. В случае колесных движителей скорость обратного хода находится обычно в пределах 8—15 км/ч.

Среднее статическое удельное давление бульдозера на грунт определяется:

для гусеничных машин

$$q = \frac{m_6 g}{2 L_{оп} b},$$

где $L_{оп}$ — длина опорной поверхности гусениц с учетом полного погружения почвозацепов, м;

b — ширина гусениц, м;

для колесных машин

$$q = \frac{m_6 g}{F_k n_k},$$

где F_k — площадь отпечатка колеса, м²;

n_k — число колес.

Для гусеничных машин среднее статическое удельное давление на опорную поверхность находится в пределах 0,04—0,85 МПа, для гусеничных машин болотной модификации (с уширенными гусеницами)— 0,015 — 0,025 МПа. Это значительно ниже аналогичного показателя у колес с пневматическими шинами.

Положение центра давления, т. е. точки приложения равнодействующей всех нормальных реакций грунта на гусеничный движитель бульдозера, определяется для следующих расчетных схем (рис. 4):

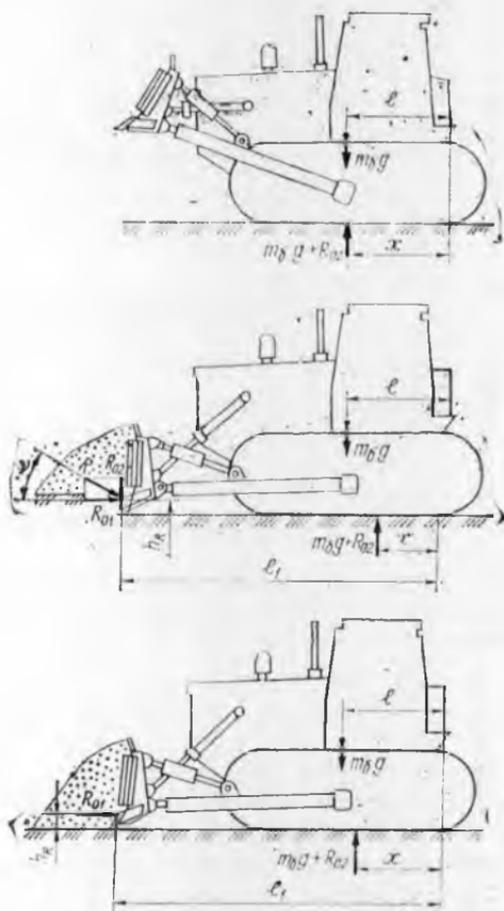


Рис. 4. Схема сил, действующих на бульдозер.

1. Бульдозер расположен на горизонтальной поверхности, отвал в транспортном положении на максимальной высоте;

2. Бульдозер копает грунт на горизонтальной поверхности при оптимальной глубине резания и максимально возможном объеме призмы волочения;

3. Бульдозер транспортирует максимально возможную призму волочения в траншее без дополнительного подрезания грунта.

В общем случае положение центра давления бульдозера определяется формулой:

$$x = \frac{m_0 g l + R_{02} l_1 - R_{01} h_R}{m_0 g + R_{02}}$$

где R_{01} — горизонтальная составляющая результирующей сил сопротивления на отвале, кН;

R_{02} — вертикальная составляющая результирующей сил сопротивления на отвале, кН;

l — расстояние от центра тяжести бульдозера до оси ведущей звездочки, м;

l_1 — расстояние от точки приложения результирующей сил сопротивления на отвале до оси ведущей звездочки, м;

h_R — высота точки приложения результирующей сил сопротивления на отвале, м.

Учитывая то, что номинальное тяговое усилие бульдозера используется только на 60 — 70%, для предварительных расчетов величина горизонтальной составляющей на отвале может быть принята равной

$$R_{01} = 0,7 P_{II}.$$

Вертикальная составляющая результирующей сил сопротивления на отвале

$$R_{02} = R_{01} \operatorname{tg} \nu,$$

где ν — угол наклона результирующей сил сопротивления на отвале

При определении центра давления угол наклона результирующей сил сопротивления на отвал принимают равным:

— при копании связных грунтов $\nu = 17^\circ$ (вниз от горизонтали); грунта в траншее $\nu = 0^\circ$.

Расстояние от режущей кромки ножа отвала до точки приложения результирующей сил сопротивления на отвале:

- при копании связных грунтов $h_R = 0,17$ Н;
- при копании несвязных грунтов и перемещении разрыхленного грунта в траншею $h_R = 0,27$ Н.

Расстояние l_1 определяют конструктивно с учетом места приложения результирующей сил сопротивления на отвале.

По рассчитанному выше значению x находят смещение центра давления от середины опорной поверхности гусениц, величина которого для всех расчетных схем не должна превышать шестую часть длины этой поверхности.

При проектировании бульдозера на колесном ходу аналогично находят реакции на колесах, величину которых сравнивают с допустимой нагрузкой на шины.

Удельное напорное усилие на режущей кромке ножа:

$$q_n = \frac{P_n}{B}$$

У современных бульдозеров величина q_n находится в пределах 4—6 н/м.

Удельное вертикальное давление на режущей кромке ножа:

$$q_v = \frac{P_v}{F}$$

где P_v — наибольшее возможное вертикальное усилие вниз на режущей кромке ножа отвала из условия неопрокидывания базовой машины относительно задних кромок опорных поверхностей гусениц, кН;

F — опорная площадь режущей кромки ножей отвала, м².

Опорная площадь режущей кромки определяется для двух случаев: неизношенный нож (сечение I—I на рис. 5); изношенный нож (сечение II—II там же).

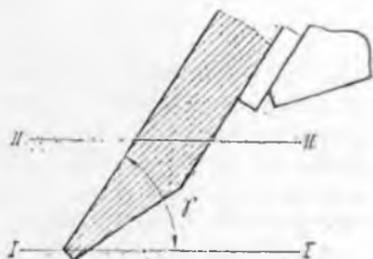


Рис. 5. Сечение ножей отвала при определении их опорной площади.

При определении F в обоих случаях принимают основную установку отвала с углом резания γ .

Найденные для проектируемого бульдозера значения q_n и q_B должны обеспечивать возможность разработки грунта, указанного в задании.

Категория грунта	I	II	III	IV
q_n , н/м	До 1,5	2—3	4—5	Более 6
q_B , МПа	До 1	1,2—2	2,5—3,5	3,5

2. Определение основных конструктивных параметров отвала

Основные конструктивные параметры рабочего оборудования бульдозера—длина и высота отвала, характеристики профиля отвальной поверхности, углы установки отвала, наибольшая высота подъема и опускания отвала.

Длину отвала определяют из условия перекрытия наиболее выступающих в стороны элементов толкающей рамы или базовой машины не менее чем на 100 мм с каждой стороны. Это позволит реализовать максимальные напорные усилия и вертикальные давления на режущей кромке и беспрепятственно разрабатывать грунт траншейным способом.

Высоту отвала определяют номинальным тяговым усилием бульдозера, параметрами отвальной поверхности и физико-механическими характеристиками грунта. Для предварительных расчетов высоту отвала можно найти по эмпирическим зависимостям:

для неповоротных отвалов —

$$H = 500 \cdot (0,1 T_n)^{0,33} - K_1 P_n;$$

для поворотных отвалов —

$$H = 450 \cdot (0,1 T_n)^{0,33} - K_1 \cdot P_n,$$

где $K_1=0,5$ при $P_n \leq 400$ кН и $K_1=0,1$ при $P_n > 400$ кН.

Чтобы устранить пересыпание грунта через верхнюю кромку отвала и снизить энергоемкость процесса перемещения вырезаемой стружки, отвалы бульдозеров снабжают козырьками. Угол установки козырька—от 90 до 100°. Высота козырька должна быть не более 0,1—0,3 высоты отвала. При этом необходимо прове-

ритель высоту отвала с козырьком по условию обеспечения в транспортном положении отвала видимости пространства перед бульдозером и угла въезда φ_B не менее $0,35$ рад (20°).

Профиль отвала бульдозера характеризуется следующими основными параметрами (рис. 6): H_k — высота отвала с козырьком; H — высота отвала без козырька; γ — угол резания при основной установке отвала, $\gamma = 55^\circ$ для неповоротного отвала и $\gamma = 50-55^\circ$ для поворотного; β — угол опрокидывания при основной установке отвала, $\beta = 65-75^\circ$ для поворотного отвала и $\beta = 70-75^\circ$ — для неповоротного; ε — угол наклона при основной установке отвала, $\varepsilon = 75^\circ$; θ — задний угол при основной установке отвала. Исходя из возможности конструктивного обеспечения, величину угла следует принимать $\theta = 30-35^\circ$. По ГОСТ 7410-79 величина заднего угла θ должна быть не менее 20° . R — радиус криволинейной части отвальной поверхности; для поворотного отвала $R \approx H$, для неповоротного $R = (0,8-0,9)H$; a — длина прямой части внизу отвальной поверхности, принимается равной ширине ножей.

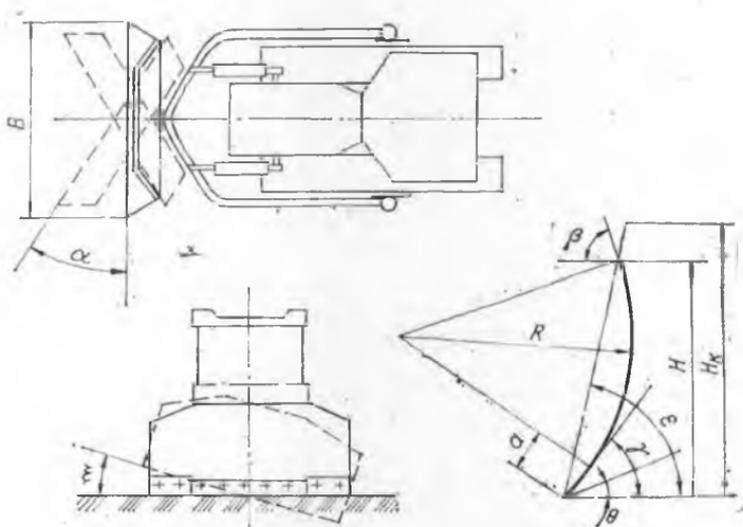


Рис. 6. Основные параметры бульдозерного оборудования.

Для повышения эффективности разработки прочных грунтов и облегчения производства работ бульдозерами на косогорах применяется перекоз отвала в поперечной вертикальной плоскости. При гидрофицированном перекозе отвала рекомендуется диапазон регулирования угла перекоса $\xi = 0 - 12^\circ$, а при ручном регулировании $\xi = 0 - 6^\circ$.

Угол поворота отвала α в плане обеспечивает смещение грунта в сторону и позволяет засыпать траншеи и разравнивать валы непрерывным движением бульдозера вдоль фронта работ. Величина угла поворота отвала в плане (ГОСТ 7410-79) должна быть не менее 25° , максимальные значения α ограничиваются смещением центра давления бульдозера вперед.

Высота подъема отвала H_n должна гарантировать угол въезда φ_B не менее 20° . Глубина опускания отвала ниже опорной поверхности ходовой части у гусеничных машин выбирается по ГОСТ 7410-79 в соответствии с тяговым классом базового трактора.

У колесных машин глубина опускания отвала помимо тягового класса может еще ограничиваться толкающими брусьями. Эти брусья при полностью опущенном отвале не должны заходить за линию режущей кромки по касательной к окружности передних колес.

Найденные значения основных параметров бульдозера и отвальной поверхности должны быть скорректированы в соответствии с требованиями ГОСТ 7410-79.

На основе откорректированных значений основных параметров бульдозера и бульдозерного оборудования выполняется эскизная компоновка общего вида машины в двух проекциях. Окончательная компоновка общего вида проектируемого бульдозера проводится после выполнения тяговых и прочностных расчетов.

§ 3. Тяговый расчет бульдозера

Тяговый расчет бульдозера включает определение сопротивлений, действующих при работе машины, тяговое усилие, реализуемое машиной в конкретных грунтовых условиях, и составление тягового баланса. При этом, в любое время работы бульдозера, величина суммарного сопротивления перемещению машины должна быть меньше реализуемого тягового усилия, т. е:

$$P_u > P_d > W_s.$$

2. Основные параметры и размеры бульдозеров по ГОСТу 7410-79

Основные параметры и размеры	Норма					
	4	6	10	15	25	35
Тяговый класс базового трактора, P_{II}						
Высота отвала без козырька H , мм, не менее	7501 800	800 850	900 1100	1100 1200	1200 1300	1300 1400
Максимальный угол поперечного перекоса отвала, рад	0,105	0,105	0,105	0,105	0,175	0,175
Глубина опускания отвала (при погруженных почвозацепах), мм, не менее	300	300	350	400	450	500
Скорость подъема отвала, м/с, не менее	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Угол поворота отвала в плане α , рад, не менее			0,436			
Основной угол резания γ , рад			0,96			
Угол въезда φ_B , рад, не менее			0,35			
Задний угол отвала θ , рад, не менее			0,35			

Суммарное сопротивление

$$W_s = W_p + W_{пр} + W'_{ст} + W_{ст} + W_T + W_6,$$

где W_p — сопротивление отделению грунта от массива и формированию стружки,

$W_{пр}$ — сопротивление перемещению призмы волочения,

$W_{ст}$ — сопротивление перемещению грунта вверх по отвалу,

$W'_{ст}$ — сопротивление перемещению грунта вдоль по отвалу (учитывается для бульдозера с поворотным отвалом),

W_6 — сопротивление перемещению бульдозера,

W_T — сопротивление трению ножа.

Сопротивление отделению грунта от массива и формированию стружки (сопротивление резанию):

$$W_p = \kappa B h \sin \alpha,$$

где κ — удельное сопротивление копанью на единицу площади лобовой поверхности отвала; при $\gamma = 55^\circ$ величину κ выбирают в зависимости от категории грунта:

Категория грунта	I	II	III
Величина κ , кПа	70	110	170;

h — глубина резания. Оптимальная глубина резания для плотных грунтов $h = (0,07 \div 0,11)$ Н и $h = (0,09 \div 0,15)$ Н — для разрыхленных грунтов.

Сопротивление перемещению призмы волочения:

$$W_{пр} = V_{пр} \sin \alpha \rho_{гр} g \mu_1,$$

где $V_{пр} = \frac{BH^2}{2\kappa_{пр}}$ — объем призмы волочения, м³;

$\kappa_{пр}$ — коэффициент, зависящий от формы отвала и характеристик грунта. Значения в зависимости от отношения Н/В и вида грунта следующие:

Отношение Н/В	0,15	0,3	0,35	0,4	0,45
Связные грунты I—II категорий	0,70	0,8	0,85	0,9	0,95
Несвязные грунты	1,15	1,2	1,2	1,3	1,5;

$\rho_{гр}$ — объемная масса грунта, т/м³;

μ_1 — коэффициент трения грунта по грунту;

$\mu_1 = 0,35 - 0,8$, причем меньшие значения берут для влажных и глинистых грунтов.

Сопротивление перемещению грунта вверх по отвалу:

$$W_{ст} = V_{пр} \rho_{гр} \cdot g \mu_2 \cos^2 \gamma,$$

где μ_2 — коэффициент трения грунта по стали ($\mu_2 = 0,7 \dots 0,8$ для глины; $\mu_2 = 0,5 \dots 0,6$ для суглинка и супеси; $\mu_2 = 0,35 \dots 0,5$ — для песка).

Сопротивление перемещению грунта вдоль по отвалу:

$$W_{\text{ст}} = V_{\text{пр}} \rho_{\text{гр}} g \mu_1 \mu_2 \cos \alpha.$$

Сопротивление трению ножа о грунт (учитывают только при работе отвалом в плавающем положении):

$$W_{\text{т}} = \mu_1 (R_{02} + m_{60} g).$$

Сопротивление перемещению бульдозера:

$$W_6 = m_6 g (f \cos \varphi \pm \sin \varphi),$$

где φ — угол наклона местности. По требованиям техники безопасности $\varphi \leq 20^\circ$;

f — коэффициент сопротивления перемещению движителей базовой машины; для гусеничного движителя $f = 0,1 - 0,12$ и для колесного движителя $f = 0,16 - 0,18$.

Расчитанное суммарное сопротивление должно быть меньше тягового усилия, реализуемого бульдозером, в случае несоблюдения этого условия проводится корректировка основных параметров бульдозерного оборудования в сторону уменьшения

Следующий этап работы — расчет на прочность. Он состоит из определения усилий, действующих на машину в целом и на отдельные ее узлы и детали.

§ 4. Определение положений при расчете на прочность

Основой для расчета элементов бульдозерного оборудования на прочность являются случайные нагрузки. Они представляют собой совокупность одновременно действующих нагрузок в самом неблагоприятном их сочетании. Прочность деталей бульдозерного оборудования определяется методами, принятыми для расчета деталей машин и металлоконструкций общего назначения для основных расчетных положений. Имеются в виду такие возможные в процессе работы бульдозера сочетания случайных нагрузок, при которых можно ожидать возникновения наибольших напряжений. К основным расчетным положениям для бульдозера с неповоротным отвалом относятся:

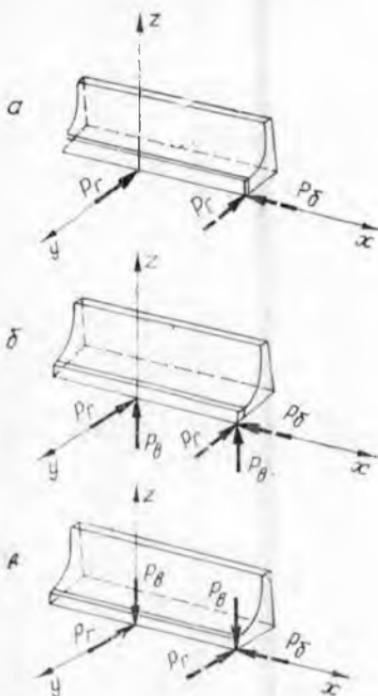


Рис. 7. Схема расчетных положений для расчета на прочность.

1. Внезапный упор в препятствие средней точкой кромки ножа отвала при движении бульдозера по горизонтальной поверхности при условии, что гидроцилиндры управления находятся в запертом положении. На машину действует только горизонтальное усилие (рис. 7а).

2. В процессе заглабления отвала при одновременном движении вперед по горизонтальной поверхности трактор вывешивается на средней точке отвала; на машину действуют вертикальное и горизонтальное усилия; цилиндры развивают усилие, достаточное для опрокидывания трактора относительно задней кромки гусениц или оси задних колес (рис. 7б).

3. Трактор вывешивается на крайней точке

отвала при условиях положения 2; на машину действуют дополнительно боковые усилия (рис. 7б штрих).

4. В процессе выглабления отвала и одновременном движении вперед по горизонтальной поверхности трактор вывешивается на средней точке отвала; цилиндры развивают усилие, достаточное для опрокидывания трактора относительно передней кромки гусениц или оси передних колес (рис. 7в)

5. Трактор вывешивается на крайней точке отвала при условиях положения 4; на машину действуют дополнительно боковые усилия (рис. 7в штрих).

6. Упор отвала бульдозера в препятствие крайней точкой при условиях положения 1; на машину действуют дополнительно боковые усилия (рис. 7а штрих).

В первых трех расчетных положениях проводится

расчет отвала, рамы и узлов механизма подъема. В остальных расчетных положениях расчету подлежат: толкающие брусья, подкосы и упряжные шарниры — у бульдозеров с неповоротным отвалом; отвал, толкатели, рамы, упряжные шарниры — у бульдозеров с поворотным отвалом.

В перечисленных расчетных положениях действуют силы:

1-е расчетное положение (рис. 7а).

Горизонтальное усилие:

$$P_r = P_c K_d,$$

где K_d — коэффициент динамичности, учитывающий действие динамической силы, возникающей при упоре отвала в препятствие; $K_d = 1,5 - 2,5$; меньшие значения K_d соответствуют условиям стопорения отвала в грунте III категории; большие — упору в препятствие в виде кирпичной кладки;

$P_c = m_6 g \varphi_{max}$ — максимальное статическое тяговое усилие, кН;

φ_{max} — максимальный коэффициент сцепления движителя с грунтом; φ_{max} составляет 0,85 — 0,95 для гусеничных и 0,8 — 0,9 — для пневмоколесных движителей.

2-е расчетное положение (рис. 7б).

Горизонтальное усилие:

$$P_r = (m_6 g K_\partial - P_b) \varphi_{max}.$$

Вертикальное усилие:

$$P_b = \frac{m_6 g e_A}{e + e_c},$$

где e_1, e_A, e_c — геометрические размеры (см. рис. 14).

3-е расчетное положение (рис. 7б: силы показаны пунктиром).

Горизонтальное усилие:

$$P_r = (m_6 g K_\partial - P_b) \varphi_{max}.$$

Вертикальное усилие:

$$P_n = \frac{m_{6M} g l_A}{e + e_c}.$$

Боковое усилие:

$$P_6 = \frac{(m_6 g - P_n) \varphi_{max} B}{2(l_c + l)},$$

где B — ширина отвала.

4-е расчетное положение (рис. 7в).

Вертикальное усилие:

$$P_n = \frac{m_{6M} l_B g}{l_c}.$$

Горизонтальное усилие:

$$P_r = (m_6 g K_d + P_n) \varphi_{max}.$$

При расчете P_r выбирают меньшие значения коэффициента φ_{max} . Если окажется, что $(m_6 g + P_n) \varphi_{max} > P_n$, то следует принимать:

$$P_r = P_n + m_6 g \varphi_{max} (K_d - 1).$$

5-е расчетное положение (рис. 7в пунктиром).

Вертикальное усилие:

$$P_n = \frac{m_6 g l_B}{i_c}.$$

Горизонтальное усилие:

$$P_r = (m_6 g K_d + P_n) \varphi_{max}.$$

Боковое усилие:

$$P_6 = \frac{(m_6 g K_d + P_n) B}{2l_c}.$$

Если окажется, что $(m_6 g + P_n) \varphi_{max} > P_n$, то следует принимать

$$P_r = P_n + m_6 g \varphi_{max} (K_d - 1);$$
$$P_6 = 0,5 m_6 g \mu,$$

где $\mu = 0,65 - 0,7$ — коэффициент бокового сдвига.

6-е расчетное положение (рис. 7а пунктиром).

Горизонтальное усилие:

$$P_r = m_6 g \varphi_{max} K_d.$$

Боковое усилие:

$$P_6 = \frac{m_6 g B \varphi_{max}}{2(e + e_c)}.$$

Для бульдозера с поворотным отвалом прочностной расчет ведется для положения отвала, перпендикулярного продольной оси трактора. Помимо этого необходимо проверить прочность металлоконструкции при повернутом положении отвала с нагрузкой на его выступающем конце.

После нахождения величин действующих нагрузок составляют таблицу, по которой определяют наиболее опасное расчетное положение для того или иного узла металлоконструкции бульдозера.

§ 5. Расчет узлов и деталей бульдозерного оборудования на прочность

Прочность основных узлов и деталей навесного оборудования рассчитывают в соответствии с методикой, разработанной ВНИИстройдормашем.

В общем случае на отвал бульдозера действуют внешние усилия P_r , P_n , P_6 . Их величины находят по соответствующим формулам для каждого расчетного положения (рис. 7).

Усилие в гидроцилиндрах управления $P_{гц}$ может быть определено:

$$P_{гц} = \frac{P_{вв} - P_r a}{2S},$$

где знаки соответствуют направлениям действия сил, указанным на рис. 8, а размеры a , b , S определяют по чертежу общего вида.

Под действием сил P_r , P_n , P_6 и $P_{гц}$ в шарнирах O' и O'' возникают реакции R'_x , R'_y , R'_z и R''_x , R''_y , R''_z .

Величины реакций R_z и R_y не зависят от вида бульдозерного оборудования (неповоротный или поворотный отвал) и находятся на основании уравнений статики

Вертикальная реакция в шарнире O'

$$R'_z = \frac{-P_6 a - P_n c + P_{гц} e \sin \lambda}{e}.$$

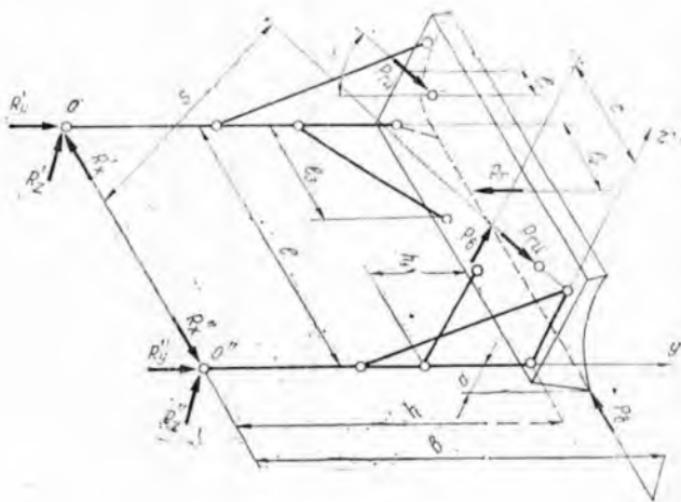


Рис. 8. Схема действия усилий на отвал неповоротного бульдозера.

Вертикальная реакция в шарнире O'' :

$$R'_z = 2P_{\text{гц}} \sin \lambda - P_v - R'_z.$$

Горизонтальная реакция в шарнире O'

$$R'_y = \frac{-P_{0a} + P_r l - P_{\text{гц}} e \cos \lambda}{l}.$$

Горизонтальная реакция в шарнире O''

$$R''_y = P_r - 2P_{\text{гц}} \cos \lambda - R'_y.$$

Величина боковой реакции R_x существенно зависит от вида бульдозерного оборудования и для ее определения необходимо рассмотреть усилия, действующие в плоскости рамы бульдозера.

Рама и отвал бульдозера представляют собой статически неотделимую систему (рис. 9). Раскрывая статическую неопределимость методами сопротивления материалов, находим боковые реакции, действующие в шарнирах O' и O'' . При этом приняты следующие допущения:

- учитываются только эпюры от изгибающих моментов,
- подкосы KL и MN абсолютно жесткие,

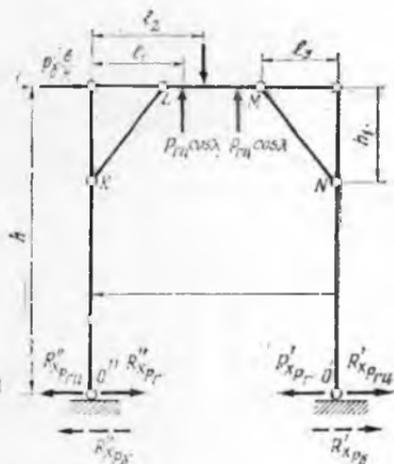


Рис. 9. Расчетная схема рамы неповоротного бульдозера с раскосами.

— шарниры O' и O'' совпадают с осями симметрии вертикальных стоек.

Реакции в шарнирах O' и O'' от действия: силы P_p —

$$R'_{xP_p} = R''_{xP_p} = \frac{1}{h} \left(\frac{\Delta p - \Delta p}{\delta_1} + P_p \xi_1 \frac{e}{2} \right),$$

где

$$\delta_1 = \left[\frac{2}{3} (1 - \mu^2) + K_0 \left(1 - \frac{4}{3} \nu \right) \right];$$

$$\Delta p = -\xi_1 e \left[\frac{(1 - \mu)^2}{3} + \frac{K_0 (0,5 - \xi_1) (0,5 - \frac{1}{3} \nu)}{2} \right] P_p;$$

$$K_0 = K_y \frac{e}{h}.$$

$K_y = 0,15 - 0,16$ — коэффициент, учитывающий соотношение момента инерции толкающих брусьев и момента инерции части отвала.

Величина коэффициентов $\xi_1 = \frac{e_1}{e_2}$; $\mu = \frac{h_1}{h}$; $\nu = \frac{e_3}{e}$ определяется графически. Величина Δp зависит от отношений между ξ_1 и ν :

1. При $\xi_1 < \nu$:

$$\Delta_1 = P_p \xi_1 e K_0 \left\{ \frac{(0,5 - \nu)^2}{2} + \frac{[0,5 - \xi_1 + \frac{\nu}{2\mu} (\nu - \xi_1)] \xi_1^2}{3\nu} + \right. \\ \left. + \left[1 + \frac{\nu}{2\mu} (\nu - \xi_1) - (\nu + \xi_1) (\nu^2 - \xi_1^2) \right] \frac{1}{2\nu} \right\};$$

2. При $\xi_1 > \nu > 0,5 \frac{\xi_1}{1-\xi_1}$

$$\Delta_2 = P_r K_0 l \left\{ \frac{1}{3} [(1-\xi_1)\nu - 0,5\xi_1] \xi_1 + 0,5 [0,5(1-\xi_1) - \nu \xi_1] (\xi_1 - \nu) + 0,5(0,5 - \nu)(0,5 - \xi_1) \xi \right\};$$

3. При $\xi_1 > \nu$

$$\Delta_{3p} = P_r K_0 l \left\{ \frac{1}{3} [0,5\xi_1 - (1-\xi_1)\nu] (0,5 - \nu) + 0,5(0,5 - \nu) \times (0,5 - \xi_1) + \xi_1(0,5 - \nu)(\xi_1 - \nu) \left[1 - \frac{0,5\xi_1 - (1-\xi_1)\nu}{0,5 - \nu} \right] \right\};$$

силы $P_{гн}$ —

$$V = R'_{x_{p_{гн}}} = R''_{x_{p_{гн}}} = 2 \left[\frac{\Delta_p + \Delta_{lp}}{\delta_1 h} + P_{гн} \xi_2 \cos \lambda \frac{l}{2h} \right].$$

Значения Δ_p , Δ_{lp} и δ , вычисляются аналогично предыдущему с заменой ξ_1 на $\xi_2 = \frac{l_2}{l}$ и P_r на $P_{гн} \cos \lambda$;

силы P_6

$$R'_{x_{p_6}} = R''_{x_{p_6}} = \frac{P_6 B}{2h}.$$

Суммарная реакция в шарнире O' :

$$R'_x = R'_{x_{p_r}} - R'_{x_{p_{гн}}} - R'_{x_{p_6}}.$$

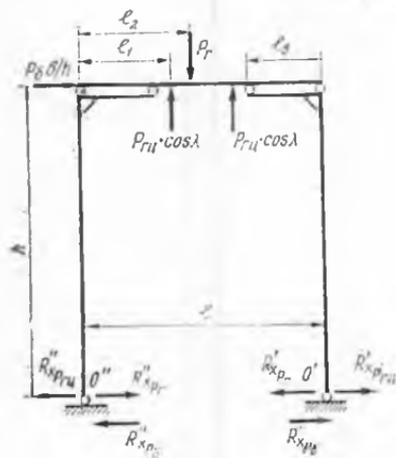


Рис. 10. Расчетная схема рамы неповоротного бульдозера без раскосов.

Суммарная реакция в шарнире O'' :

$$R''_x = R''_{x_{p_r}} + R''_{x_{p_{гн}}} - R''_{x_{p_6}}.$$

Для схемы рамы и отвала, представленной на рис. 10, реакции в шарнирах крепления, действующие по оси X , определяют аналогичным образом.

Реакции в шарнирах O' и O'' от действия силы P_r

$$R'_{x_{p_r}} = R''_{x_{p_r}} =$$

$$= \frac{1}{h} \left[\frac{\Delta_p + \Delta_{lp}}{\delta_1} + P_r \xi_1 \frac{l}{2} \right],$$

где $\delta_1 = \frac{2}{3} + K_0 \left(1 + \frac{4}{3} \nu\right) + \frac{2}{3} K_1 \nu,$

$$\Delta_p = -\frac{1}{3} (1 + K_1 \nu) \xi_1 l P_r, \quad \kappa_1 = \frac{I_1}{I_2} \frac{l}{h},$$

где I — средний момент инерции горизонтальных подкосов;

Δ_{lp} — зависит от соотношений ξ_1 и ν и определяется по формулам, приведенным выше;

силы P_{rII} :

$$R'_{xP_{rII}} = R'_{xP_{rII}} = 2 \left[\frac{\Delta_p + \Delta_{lp}}{\delta_1 h} + \frac{P_r \xi_2 l \sin \lambda}{2h} \right].$$

Величины Δ_p , Δ_{cp} и δ_1 вычисляются по формулам, приведенным выше с заменой ξ_1 на ξ_2 и P_r на P_{rII} ;
силы P'_{r6}

$$R'_{xP'_{r6}} = -R'_{xP'_{r6}} = \frac{P_6 b}{h}.$$

Суммарная реакция в шарнире O' :

$$R'_x = R'_{xP_c} - R'_{xP_{rII}} - R'_{xP'_{r6}}.$$

Суммарная реакция в шарнире O'' :

$$R''_x = R''_{xP_r} - R''_{xP_{rII}} + R''_{xP'_{r6}}.$$

По полученным усилиям и реакциям в шарнирах крепления находят напряжения в опасных точках расчетных сечений узлов и деталей бульдозерного оборудования.

Расчетными сечениями толкающего бруса неповоротного бульдозера являются: сечение I—I — у места крепления раскоса 2; сечение II—II — у места крепления подкоса 3; III—III — у места крепления толкающего бруса I к отвалу (рис. 11).

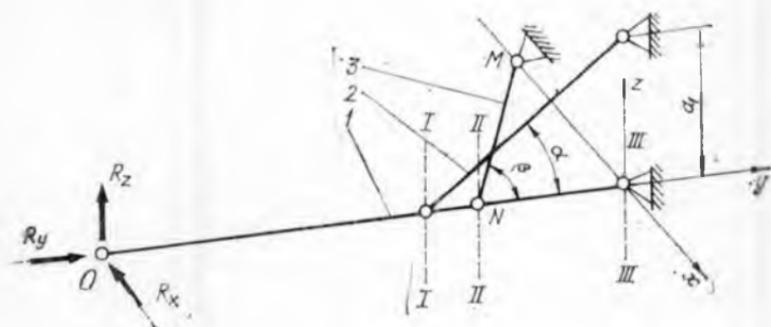


Рис. 11. Расчетная схема толкающего бруса неповоротного бульдозера.

Напряжения в опасных точках расчетных сечений:
сечение I—I

$$\sigma_I = \frac{|R_x| h (1 - \lambda)}{W_z} + \frac{|R_z| h (1 - \lambda)}{W_x} + \frac{R_y - R_z \frac{\lambda h}{m}}{F} \leq [\sigma].$$

Сечение II—II

$$\sigma_{II} = \frac{|R_x| h (1 - \mu)}{W_z} + \frac{|R_z| h (1 - \lambda) \mu}{W_x \lambda} + \frac{R_y - R_x \frac{\mu h}{\nu l} - R_z \frac{\lambda h}{m}}{F} \leq [\sigma].$$

Сечение III—III

$$\sigma_{III} = \frac{R_y - R_x \frac{\mu h}{\nu l} - R_z \frac{\mu h}{m}}{F} \leq [\sigma],$$

где W_z и W_x — моменты сопротивлений относительно осей z и x ;

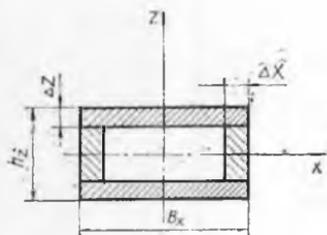
F — площадь поперечного сечения;

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение при расчете на прочность (табл. 3).

3. Основные механические характеристики сталей

Сталь	Ст. 3	15ХСНД	10ХСНД	14Г2	14ХГС	15ГС
Предел прочности, σ_B , МПа	380	520	540	480	500	480
Предел текучести, σ_T , МПа	240	350	400	340	350	350

Поперечное сечение толкающего бруса обычно представляет собой балку коробчатого сечения, геометрические характеристики которой на этапе проектирования могут быть определены: площадь поперечного сечения — $F = (0,111 \dots 0,154) B_x h_z$.



Моменты сопротивления этого сечения можно выразить через площадь поперечного сечения как $W_z = (0,326 \dots 0,328) F h_z$; $W_x = (0,326 \dots 0,328) F B_x$.

Рис. 12. Поперечное сечение толкающего бруса.

Толщина стенок Δx и Δz определяется (рис. 12):

$$\Delta x = (0,029 \dots 0,040) B_x,$$

$$\Delta z = (0,029 \dots 0,040) h_z.$$

Размеры B_x и h_z принимаются по размерам прототипа. В качестве прототипа выбирают бульдозер того же тягового класса, что и проектируемая машина.

После окончательной компоновки конструкции толкающих брусков необходимо еще раз проверить расчет на прочность в опасных точках расчетных сечений.

4. Толщина лобового листа отвала

Номинальное тяговое усилие	до 30	до 50	до 15	до 25	более 25
Толщина лобового листа, δ , мм	6	8	10 — 12	12 — 14	14

Усилия в раскосе 2 и боковой тяге 3 определяются формулами:

$$R_2 = \frac{R_z h}{a_1 \cos \alpha}; \quad R_3 = \frac{R_x h}{h_1 \sin \beta}.$$

Найденные значения усилий соответствуют случаю равномерного нагружения. Учитывая возможность неравномерного распределения нагрузок, за расчетные значения усилий R_2 и R_3 принимают:

$$R'_2 = 2 R_2 \quad \text{и} \quad R'_3 = 2 R_3.$$

По этим расчетным усилиям раскосы и боковые тяги проверяются на сжатие.

Отвал бульдозера на прочность рассчитывают для первого положения. Экспериментально установлено, что наибольшей нагруженной частью отвала является нижний пояс жесткости. Поэтому для прочности расчета рекомендуется момент инерции и момент сопротивления принимать по его сечению.

Верхний пояс жесткости обычно komponуется по конструктивным соображениям, а толщину лобового листа δ можно ориентировочно определить по табл. 4 в зависимости от тягового усилия.

Для расчета металлоконструкции отвала (нижнего пояса жесткости) необходимо (рис. 12) определить площадь и координаты центра тяжести каждого элемента расчетного сечения по данным эскизного проекта или по аналогии с существующими моделями отвалов. Расчетным сечением является сечение средней части отвала. По результатам расчетов находят координаты центра тяжести сечения:

$$x_{\text{цт}} = \frac{\sum F_i X_i}{\sum F_i} \quad \text{и} \quad Y_{\text{цт}} = \frac{\sum F_i Y_i}{\sum F_i},$$

где x_i и Y_i — координаты центра тяжести i -того элемента;

F_i — площадь i -того элемента.

Затем находят моменты инерции сечения относительно центральных осей X и Y , проходящих через центр тяжести сечения:

$$\begin{aligned} I_x &= \sum (I_{xi} + Y_i^2 F_i); \\ I_y &= \sum (I_{yi} + X_i^2 F_i); \\ I_{xy} &= \sum (I_{xyi} + Y_i X_i F_i). \end{aligned}$$

Так как направление осей симметрии фигур, составляющих сечение, в общем случае не совпадает с направлением центральных осей X , Y , то величины осевых и центробежных моментов инерции I_x , I_y , I_{xy} определяют с учетом угла поворота осей (рис. 13):

$$\begin{aligned} I_x &= I'_x \cos^2 \alpha_0 + I'_y \sin^2 \alpha_0 \mp I'_{xy} \sin 2\alpha_0; \\ I_y &= I'_x \sin^2 \alpha_0 + I'_y \cos^2 \alpha_0 \pm I'_{xy} \sin 2\alpha_0; \\ I_{xy} &= 0,5 (I'_x - I'_y) \sin 2\alpha_0 + I'_{xy} \cos 2\alpha_0, \end{aligned}$$

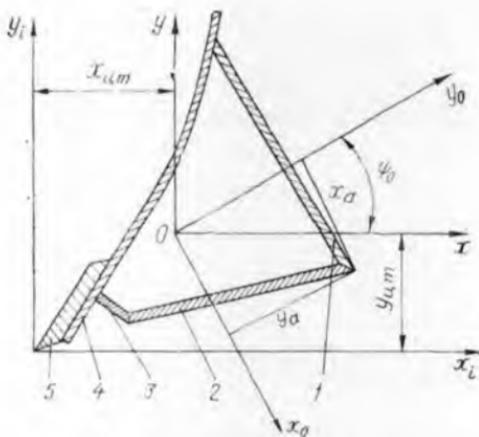


Рис. 13. Расчетное сечение отвала.

где I_x, I_y, I_{xy} — осевые и центробежные моменты инерции относительно центральных осей каждой фигуры, параллельных осям X и Y ;

I'_x, I'_y, I'_{xy} — осевые и центробежные моменты инерции относительно осей симметрии фигуры;

α_0 — угол поворота осей симметрии до положения параллельности с осями X и Y (верхние знаки — при повороте против часовой стрелки, нижние — по часовой стрелке).

Тангенс угла наклона главных осей:

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{2 I_{xy}}{I_y - I_x}.$$

Максимальный и минимальный главные моменты инерции сечения:

$$I_{\max/\min} = 0,5 \left\{ (I_x + I_y) \pm [(I_x + I_y)^2 + 4I_{xy}^2]^{0,5} \right\}.$$

Нормальные напряжения в сечении находят по формуле:

$$\sigma = \frac{M_{x0} I_{\max}}{Y_a} + \frac{M_{y0} I_{\min}}{X_a},$$

где M_{x_0} и M_{y_0} — изгибающие моменты относительно главных осей;

Y_a и X_a — координаты точки сечения, наиболее удаленной от главных осей.

Изгибающие моменты относительно главных осей;

$$\begin{aligned}M_{x_0} &= M_x \sin \varphi_0 + M_y \cos \varphi_0; \\M_{y_0} &= M_x \cos \varphi_0 + M_y \sin \varphi_0,\end{aligned}$$

где M_x и M_y — изгибающие моменты относительно осей x и y .

Изгибающие моменты относительно осей x и y определяют формулами:

$$\begin{aligned}M_x &= 0,5 R_z l + P_{гн} \cos \lambda (0,5 - \xi_2) l, \\M_y &= R_x \delta + 0,5 R_\theta l + P_{гн} \sin \lambda (0,5 - \xi_2) l.\end{aligned}$$

Помимо нормального, в опасном сечении действует еще касательное напряжение. Оно возникает под действием крутящего момента ($M_{кр}$):

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2\delta F_0},$$

где F_0 — площадь, заключенная внутри средней линии контура, m^2 ;

δ — толщина стенки элементов контура, m ;

$M_{кр}$ — крутящий момент, действующий в опасном сечении, н. м.

Величина крутящего момента $M_{кр}$ определяется

$$M_{кр} \approx R_z \delta.$$

Установив величину касательного напряжения, приступают к проверке прочности опасного сечения по уравнению

$$\sigma_y = (\sigma^2 + 4\tau^2)^{0,5} \leq [\sigma].$$

Расчеты на прочность узлов крепления бульдозерного оборудования к базовой машине, деталей, соединяющих механизм управления с отвалом и трактором, ножей отвала и др производят в соответствии с общими положениями методики расчетов деталей машин.

§ 6. Расчет привода системы управления отвалом

В настоящее время широкое распространение получили бульдозеры с гидравлическим приводом системы управления. К основным преимуществам гидропривода по сравнению с канатно-блочным следует отнести:

— возможность принудительного заглобления отвала. Это существенно уменьшает путь и время набора грунта в призму волочения;

— возможность фиксации положения отвала. Это повышает качество выполнения планировочных работ;

— возможность регулирования в процессе копания и планирования грунта углов резания, перекоса и захвата отвала. Это обеспечивает приспособляемость к грунтовым условиям;

— возможность применения систем автоматического управления.

За исходные данные для проектирования гидравлического привода следует принять:

— максимальное усилие на рабочем органе,

— скорость перемещения рабочего органа,

— ход рабочего органа,

— номинальное рабочее давление в гидросистеме.

Максимальное усилие на рабочем органе определяется для следующих расчетных положений:

— гидроцилиндры вывешивают переднюю часть базовой машины, т. е. развивается максимальное толкающее усилие гидроцилиндров;

— гидроцилиндры вывешивают заднюю часть базовой машины, т. е. развивается максимальное тянущее усилие гидроцилиндров.

Величина толкающих $P_{\text{тол}}$ и тянущих $P_{\text{тян}}$ определяется из уравнения моментов относительно точек А и В (рис. 14):

$$P_{\text{тол}} = \frac{m_{\text{бм}} g l_A v}{(l + l_c) S},$$

$$P_{\text{тян}} = \frac{m_{\text{бм}} g l_B v}{l_c S}.$$

Величина толкающего и тянущего усилий, развиваемых гидроцилиндром, связана соотношением

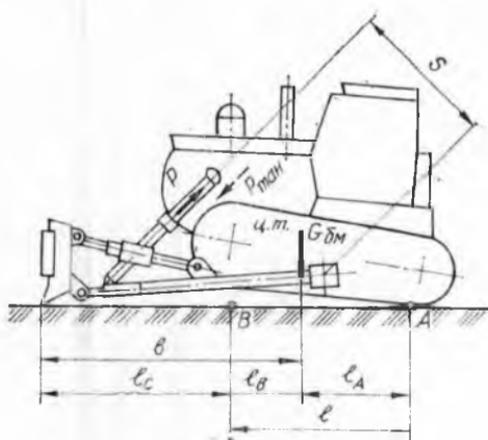


Рис. 14. Схема сил, действующих на бульдозер при вывешивании.

$P_{\text{тол}} = 1,34 P_{\text{тин}}$. Следовательно, усилие на штоке гидроцилиндра

$$P_{\text{тол}} = \frac{m_{\text{бм}} g l_A \alpha}{(l + l_c) S}, \quad P_{\text{тол}} = 1,34 \frac{m_{\text{бм}} g l_B \alpha}{l_c S}.$$

За расчетное усилие принимают наибольшее из полученных. В зависимости от расчетного усилия и номинального рабочего давления жидкости в гидросистеме устанавливают внутренний диаметр гидроцилиндра.

$$D_{\text{в}} = 1,157 (P_{\text{тол}} / \Delta P)^{0,5},$$

где ΔP — номинальное рабочее давление жидкости в гидросистеме.

Номинальное рабочее давление жидкости берется из технической характеристики базовой машины. Если базовая машина не имеет встроенного гидропривода, который может быть использован для управления отвалом бульдозера, то номинальное рабочее давление выбирают по нормам машиностроения МН 3610—62, рекомендующей следующие значения ΔP : 10,0; 16,0; 32,0 МПа.

Полученное значение внутреннего диаметра гидроцилиндра округляется до размеров, рекомендуемых машиностроительными нормами (табл. 5).

5. Основные размеры гидроцилиндров

Диаметр, мм		Площадь, см ²	
цилиндра	штока	поршня	штока
40	20	12,57	3,14
50	25	19,64	4,91
60	30	28,27	7,07
80	40	50,27	12,57
100	50	78,54	19,64
125	60	122,20	28,27
160	80	201,03	50,27
200	100	314,16	78,54

Количество гидроцилиндров управления определяют, исходя из общей компоновки бульдозера, величины усилий, действующих на гидроцилиндр и обеспечения унификации отдельных элементов.

Потребную производительность насоса находят из условия обеспечения требуемой скорости перемещения штока при заглублении отвала:

$$Q = \frac{F_{\Sigma} v_{шт}}{\eta_{ц}},$$

где F_{Σ} — суммарная площадь гидроцилиндров;

$v_{шт}$ — скорость перемещения штока при заглублении отвала;

$\eta_{ц}$ — коэффициент полезного действия насоса, характеризующий утечки в цилиндре и насосе $\eta_{ц} = 0,95$.

Скорость перемещения штока гидроцилиндра при заглублении отвала (рис. 14):

$$v_{шт} = \frac{1}{h_{max}} S_{шт} v_{рх} \operatorname{tg} \theta',$$

где $S_{шт}$ — ход штока;

$v_{рх}$ — паспортная скорость рабочего хода базовой машины;

θ' — задний угол отвала, соответствующий максимальному углу резания.

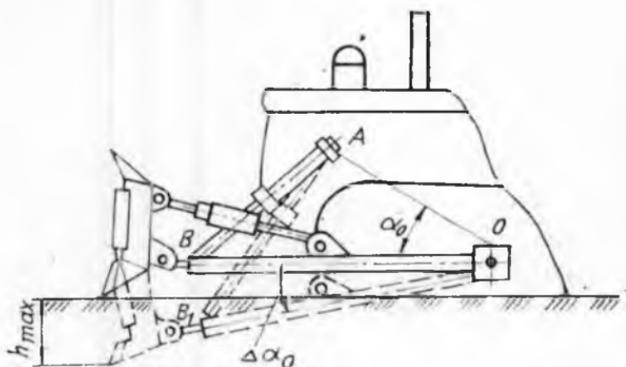


Рис. 15. Схема для определения хода штока гидроцилиндра.

Ход штока $S_{шт}$ может быть найден как разность длин отрезков AB и AB_1 (рис. 15):

$$S_{шт} = [OA^2 + OB^2 - 2OA \cdot OB \cos (\alpha_0 + \Delta\alpha_0)]^{0,5} - (OA^2 + OB^2 - 2OA \cdot OB \cos \alpha_0)^{0,5}.$$

Длина отрезков OA и OB , величина углов α_0 и $\Delta\alpha_0$ определяется графически по эскизной компоновке бульдозера.

По величине производительности Q и номинальному давлению жидкости в гидросистеме ΔP устанавливают тип и количество насосов или проверяют возможность работы с насосом гидросистемы базовой машины.

Остальные элементы гидропривода (распределители, фильтры, предохранительных клапанов и др.) рассчитывают по существующим методикам.

После определения типа, установления количества насосов и гидроцилиндров разрабатывают принципиальную схему гидропривода системы управления по аналогии с существующими конструкциями. При этом указывается расположение бака, предохранительных клапанов, фильтров и других элементов гидропривода.

В случае подсоединения к гидросистеме базовой машины разрабатывается схема подсоединения гидроцилиндров управления к резервным выводам распределителей. Если резервные выводы распределителей базовой машины отсутствуют или их недостаточно, то устанавливают дополнительные распределители.

§ 7. Производительность бульдозера и охрана труда

Основной технико-экономический показатель бульдозера—его производительность. Она определяется при копании грунта и выполнении планировочных работ.

Техническая производительность бульдозера при копании грунта

$$\Pi_T = \frac{3600 V_{\text{пр}} K}{T_{\text{ц}}},$$

где $V_{\text{пр}}$ — объем призмы волочения, м^3 (см § 3);

$T_{\text{ц}}$ — длительность цикла, с;

K — комплексный коэффициент (табл. 6), представляющий собой произведение коэффициентов, учитывающих влияние различных факторов.

$$K = K_{\kappa} K_{\Gamma} K_T K_n K_y K_b K_{\text{уш}}.$$

Длительность цикла при копании грунта

$$T_{\text{ц}} = \frac{l_p}{v_1} + \frac{l_n}{v_2} + \frac{l_p + l_n}{v_3} + 2t_n + t_0 + t_c,$$

где l_p — длина пути резания, $l_p = 6 - 10$ м;

l_n — длина пути перемещения грунта, м;

v_1 — скорость перемещения бульдозера при копании грунта,

$$v_1 = 0,4 - 0,5 \text{ м/с};$$

v_2 — скорость движения бульдозера при перемещении грунта, $v_2 = 0,9 - 1,0$ м/с;

v_3 — скорость холостого хода, $v_3 = 1,1 - 2,2$ м/с;

t_0 — время опускания отвала, $t_0 = 1 - 2$ с;

t_c — время переключения передач, $t_c = 4 - 5$ с;

t_n — время на разворот трактора, $t_n = 10$ с.

Производительность бульдозера с поворотным отвалом и бульдозера-толкача составляет обычно 0,5—0,75 производительности бульдозера с неповоротным отвалом.

Техническая производительность бульдозера с поворотным отвалом при выполнении планировочных работ:

$$\Pi_T = \frac{3600 l(B \sin \alpha - 0,5)}{n \left(\frac{l}{v} + l_n \right)},$$

6. Значения коэффициентов, входящих в комплексный коэффициент, К

Коэффициент	Бульдозер	
	гусеничный	колесный
K_k при квалификации оператора:		
отличной	11	11
средней	0,75	0,60
плохой	0,6	0,5
K_r учета грунтовых условий на разрыхленном грунте	1,2	1,2
на мерзлом грунте		
с гидроперекосом	0,8	0,75
без гидроперекоса	0,7	—
при канатном управлении	0,6	—
на сухих или липких грунтах	0,8	0,8
на разрыхленных легких скальных породах	0,6—0,8	—
K_T учета технологии работ		
при траншейном методе	1,2	1,2
при двойной работе	1,15—1,25	1,15—1,25
K_n учета погодных условий при пыли, снеге, дожде, тумане или в сумерках	0,8	0,7
K_y учета уклона, при уклоне, град:		
неблагоприятном:		
5	0,65	—
10	0,50	
благоприятном:		
5	1,35	
10	1,9	
15	2,2	
K_b использования времени	0,85	0,85
$K_{уш}$ применения уширителей	1,2—1,3	1,15—1,25

где n — число проходов по одному месту, $n = 1 - 2$,
 t_n — время на разворот трактора, $t_n = 10$ с,
 v — рабочая скорость движения трактора $v = 0,8 - 1$ м/с,

l_n — длина планируемого участка, м,
 $0,5$ — величина перекрытия проходов, м,
 α — угол захвата отвала.

В ходе проектирования бульдозера одновременно с разработкой отдельных узлов должны решаться и вопросы охраны труда.

В соответствии с ГОСТ 7410-79 бульдозеры должны быть безопасны в работе. Поэтому:

1. Конструкция бульдозера должна создавать удобство и безопасность при эксплуатации, техническом обслуживании и ремонте:

2. Кабина должна быть оснащена системой защиты машиниста при опрокидывании бульдозера;

3. Расположение бульдозерного оборудования не должно затруднять вход и выход машиниста из кабины, а также не ухудшать обзор рабочей зоны;

4. Гидромагистралы должны быть расположены так, чтобы не затруднять обслуживание машины, а также исключалась возможность истирания, скручивания и обрыва рукавов и подтекания масла в местах соединения;

5. Перемещение рукояток управления относительно их нейтрального положения должно быть согласовано с направлением движения рабочих органов;

6. Привод управления должен надежно фиксировать отвал в поднятом положении;

7. Бульдозеры должны быть снабжены электроосветительным оборудованием, обеспечивающим возможность перемещения и работы в темное время суток. Нормы освещенности рабочей зоны — по СН 87-70, утвержденным Госстроем СССР.

4. РАСЧЕТ СКРЕПЕРА

§ 1. Общие положения и определения основных параметров

Скреперами называют землеройно-транспортные машины, предназначенные для послойной разработки грунта, его транспортировки на расстояние от 100 до 5000 м и отсыпки слоем определенной толщины. Целеобразная дальность транспортирования грунта определяется состоянием подъездных путей и скоростными характеристиками базового тягача. Лучшей считается дальность перемещения грунта 500—700 м для при-

цепных скреперов, 1000—1500—для полуприцепных и 2000—5000 м—для самоходных.

Скреперами разрабатывают грунты до IV категории включительно. Для повышения эффективности их работы грунты III—IV категорий необходимо предварительно разрыхлять. С помощью скреперов возводят насыпи, разрабатывают выемки, планируют аэродромы и площади, вскрывают карьеры.

Скрепер состоит из тягача в агрегате с ковшом. Классификация скреперов учитывает следующие основные признаки: способ загрузки ковша, способ его разгрузки, тип привода рабочего оборудования, способ агрегатирования с тягачом, тип тягача или ходового оборудования, тип трансмиссии и т. д. Современные скреперы могут сочетать в себе любые комбинации указанных классификационных признаков, что и вызывает большое конструктивное разнообразие этих машин.

Исходные данные при расчете скрепера: емкость ковша, способ его загрузки, способ агрегатирования с тягачом, дальность транспортирования и категория разрабатываемого грунта. На первом этапе проектирования определяют основные параметры скрепера и выполняют эскизную компоновку машины.

Главный параметр скрепера—геометрическая емкость ковша. Эксплуатационные качества скрепера выявляются следующими параметрами: эксплуатационной массой скрепера, распределением нагрузок по осям, рабочими и транспортными скоростями, преодолеваемыми уклонами, радиусом поворота, шириной и толщиной отсыпаемого слоя грунта. Конструктивные параметры скрепера характеризуются размерами и формой ковша, заглублением и углом резания ножей, скоростью подъема—опускания ковша и передней заслонки, скоростью выдвижения задней стенки.

На этапе эскизной компоновки машины основные параметры скреперов могут быть определены функцией геометрической емкости ковша (табл. 7). Эти зависимости получены на основе обработки статистической информации и отражают состояние современного скреперостроения. Найденные значения основных параметров должны быть проверены в процессе тягового расчета из условия соответствия объема ковша и возможных тяговых усилий заданным грунтовым условиям.

7. Формулы для определения основных параметров скреперов в функции от геометрической емкости ковша

Параметры	Прицепной скрепер при $q_k = 2 - 16 \text{ м}^3$	Самоходный скрепер при $q_k = 6 - 30 \text{ м}^3$
Емкость ковша с шапкой, м^3	$q_k' = (1,18 - 1,51)q_k$	$q_k' = (1,18 - 1,45)q_k$
Конструкционная масса скрепера	$m_c = (0,9 - 1,3)q_k$	$m_c = (2,2 - 2,6)q_k$
Мощность тягача, квт	$N = (5,81 - 8,90) \times (1 + 1,55q_k)$	$N = (16,35 - 19,94)q_k$
Ширина режущей кромки ковша, м	$v_k = (0,87 - 1,13)0,4 + 1,2(q_k - 1)^{0,33}$	$v_k = (0,8 - 1,2)0,46 + 1,01q_k^{0,333}$
Глубина резания, м	$h_p = 0,05 + 0,375q_k$	$h_p = 0,27q_k - (0,216 + 0,400)$
Толщина отсыпаемого слоя грунта, м	$h_{от} = 10,169 - 2,81(q_k - 1)^{0,33}$	$h_{от} = 0,192q_k^{0,33} - 0,03$
Радиус поворота скрепера, м	$R_n = (0,92 - 1,08)(1,9 + 3,3(q_k - 2)^{0,33})$	$R_n = (0,92 - 1,08) \times 3,45 \times q_k^{0,33}$

Ширина ковша v_k определяется по конструктивным соображениям в соответствии с выбранной шириной резания

$$v_k = v_p + 2\Delta B,$$

где ΔB — сумма толщины боковой стенки и ее накладка жесткости, толщины несущей боковой тяги и зазоров, необходимых для взаимных перемещений узлов в работе; обычно принимают $\Delta B = 175 - 265 \text{ мм}$.

При выборе размеров необходимо отдавать предпочтение низким и широким ковшам, так как подобная конструкция обеспечивает наименьшую энергоемкость процесса копания. Максимальные размеры ковша при этом ограничиваются требованиями для габаритов грузов, перевозимых по железной дороге (рис. 16).

Длину днища ковша и высоту ковша H предварительно можно найти по соотношениям:

$$L \cong \left(\frac{\alpha q_k}{v_k} \right)^{0,5} \text{ м}; \quad H \cong \left(\frac{q_k}{\alpha v_k} \right)^{0,5} \text{ м},$$

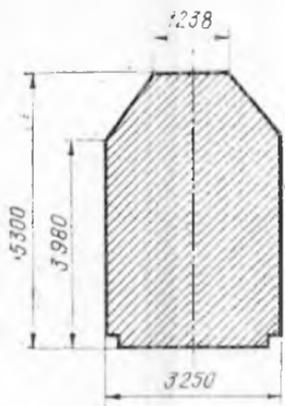


Рис. 16. Габарит I-B железнодорожного состава.

где α — коэффициент, зависящий от конфигурации ковша. Величину его определяют по табл. 9 в зависимости от емкости ковша.

Длина ковша есть сумма длин днища ковша L и заслонки l_3 , т. е. $L_k = L + l_3$. Обычно длина заслонки не превышает 0,2—0,3 длины ковша, или $L_k = (1,25—1,33) L$.

Найдя длину L_k и высоту H ковша, приступают к построению элементов продольного профиля ковша скрепера. При этом над днищем должно находиться около $2/3$ геомет-

рической емкости ковша, а над заслонкой и подножковой плитой — $1/3$. Высота боковой стенки может быть принята равной $h = (0,8—1) L$. Остальные элементы продольного профиля ковша строят по аналогии с существующими конструкциями (табл. 8, рис. 17).

8. Параметры ковшей некоторых отечественных скреперов

Тип скрепера	Марка скрепера	Емкость ковша м	Размер ковша, мм					
			L_k	L	L_1	L_2	h_1	α_1
Прицепной	ДЗ—33	3	1520	689	900	611	—	35°
	ДЗ—20	7	2130	1000	1400	350	—	20°
	ДЗ—12	8,6	2900	1250	1650	800	1050	20°
	Д—213	10	2570	1550	—	—	—	30/35°
Самоходный	Д—511	15	3360	1470	1800	280	1400	—
	Д—357Г	9,0	2580	1115	1355	175	—	—
	ДЗ—13	15	3360	1470	1800	280	1400	—

После построения элементов продольного профиля ковша определяют его геометрическую емкость (табл. 9):

$$q_k = F_{\sigma} \sigma_p + \frac{1}{6} (2\sigma_p + a) \sigma c,$$

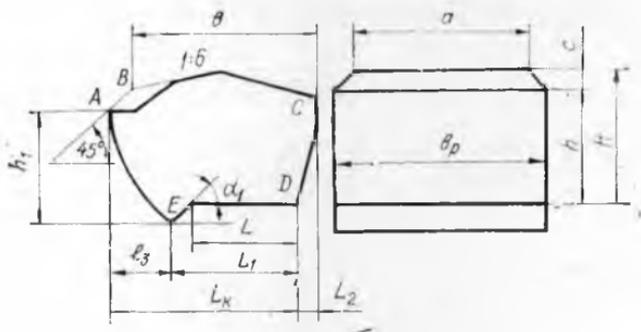


Рис. 17. Основные параметры ковша скрепера.

9. Значения коэффициента отношения длины днища ковша L к высоте H

Емкость ковша q_k , м ³	4—6	6—8	10—12	15—18
Величина коэффициента α	1 — 0,816	0,91 — 0,8	0,96 — 0,85	1,0

где F_6 — площадь боковой стенки по контуру АБСДЕ, м²;

b_p — ширина резания (ширина ковша по внутренним стенкам), м;

a, b, c — размеры элементов, указанных на рис. 17.

В случае, если найденная по соотношению (3.1) емкость ковша будет отличаться от заданной, то необходимо скорректировать размеры элементов продольного профиля.

На основе найденных размеров ковша и элементов продольного профиля ведется дальнейшая эскизная компоновка машины. Окончательно конструктивную основу машины прорабатывают после выполнения тягового расчета.

§ 2. Тяговый расчет скреперов

При выполнении тягового расчета по заданной емкости ковша определяют требуемую силу тяги и подбирают тягач. Тяговое усилие скрепера рассчитывают для двух режимов работы машины: рабочего и транспортного.

Для самоходного скрепера при работе без толкача должно соблюдаться условие

$$P_k > W_{\Sigma},$$

где P_k — максимальная окружная сила на шинах ведущих колес, кН;

W_{Σ} — суммарное сопротивление работе машины, кН.

Для прицепного скрепера при работе без толкача необходимо, чтобы максимальная сила тяги на крюке тягача T была не меньше суммарного сопротивления W_{Σ} , т. е. $T \geq W_{\Sigma}$.

В случае загрузки скреперов при помощи толкача

$$(P_k + T_r) K_0 \geq W_{\Sigma} \text{ и } (T + T_r) K_0 \geq W_{\Sigma},$$

где T_r — толкающее усилие толкача, кН;

K_0 — коэффициент одновременности работы толкача и тягача,

$$K_0 = 0,85 - 0,90.$$

Без толкача скрепер целесообразно загружать по гребенчатой схеме резания. При этом указанные соотношения примут вид:

$$P_k K_d \geq W_{\Sigma}; \quad T K_d \geq W_{\Sigma},$$

где K_d — коэффициент динамичности, $K_d = 1,5 - 2,2$.

Большие значения принимают для скреперов с канатно-блочным управлением, меньшие — с гидравлическим.

Суммарное сопротивление копания, возникающее в конце заполнения ковша, определяют

$$W_{\Sigma} = W_k + W_p + W_n + W_{пр},$$

где W_k — сопротивление перемещению груженого скрепера, кН;

W_p — сопротивление резанию (сопротивление отделению грунта от массива и формированию стружки), кН;

W_n — сопротивление наполнению ковша и продвижению вырезанной стружки в толще набранного грунта, кН;

$W_{пр}$ — сопротивление перемещению призмы волочения, кН.

Сопrotивление перемещению груженого скрепера определяют с учетом уклона поверхности движения:

$$W_k = (m_c + m_r)(gf \pm i),$$

где m_c — масса скрепера, т;

$m_r = \frac{K_n}{K_p} q_k p$ — масса грунта в ковше скрепера, т;

p — объемная масса грунта в естественном залегании, т/м³;

K_n — коэффициент наполнения ковша грунтом;

K_p — коэффициент разрыхления грунта в ковше скрепера;

f — коэффициент сопротивления передвижению (табл. 10);

i — уклон поверхности движения.

Величины p , K_n , K_p зависят от типа грунта и находятся по табл. 10.

10. Коэффициент сцепления φ и сопротивление передвижению f по грунтам

Двигатель	φ		f	
	плотный	рыхлый	плотный	рыхлый
Гусеничный ход тракторов сельскохозяйственных промышленных	0,9	0,6	0,06	0,1
	1,0	0,7		
Колесный ход тракторов сельскохозяйственных промышленных	0,7	0,6	0,07	0,2
	0,9	0,7		
Пневмомашины низкого давления высокого	0,9	0,8	0,07	0,15
	0,8	0,7		

Сопrotивление грунта резанию W_p определяют по формуле

$$W_p = K_k \sigma_p h_p,$$

где K_k — коэффициент сопротивления грунта резанию, кПа (табл. 11);

σ_p и h_p — ширина и глубина резания, м.

Глубину резания h_p принимают в зависимости от емкости ковша скрепера по табл. 11.

11. Основные физико-механические характеристики грунтов при разработке их скреперами

Тип грунта	Объемная масса грунта, ρ , т/м ³	Удельное сопротивление грунта резанию, кПа, K_k	Угол естественного откоса, φ_0 , град.	Угол внутреннего трения, φ_2 , град.	Коэффициент наполнения ковша, K_n	Коэффициент разрыхления грунта, K_p	Коэффициент призмы волочения перед заслонкой и ножами ковша, $K_{пр}$	Коэффициент сопротивления движению стружки грунта, K_x	Коэффициент увеличения толщины стружки грунта, K_z
Сухой рыхлый песок	1,5 — 1,7	50 — 70	28 — 30	29 — 33	0,5 — 0,7 (0,8 — 1,0)	1,0 — 1,2	0,6 — 0,7	0,46 — 0,5	1,2 — 1,8
Супесь и средний суглинок	1,6 — 1,8	80 — 100	40 — 50	28 — 32	0,9 — 0,9 (1,0 — 1,2)	1,2 — 1,4	0,5 — 0,6	0,37 — 0,44	1,4 — 2,4
Тяжелый суглинок и глина	1,65 — 1,8	100 — 120	45	27 — 30	0,6 — 0,8 (0,9 — 1,2)	1,2 — 1,3	0,5	0,24 — 0,31	1,4 — 2,4

В скобках приведены значения K_n при загрузке с толкачом.

В числителе приведены значения h_p при разработке суглинка, в знаменателе — при разработке супеси.

Сопrotивление W_{II} складывается из соprotивления силы тяжести грунта W'_{II} , поступающего в ковш, и соprotивления W''_{II} перемещению сформированной стружки в массе набранного грунта, т. е.

$$W_{II} = W'_{II} + W''_{II}$$

Сопrotивление силы тяжести грунта W'_{II} , поступающего в ковш, определяют

$$W'_{II} = K_c \beta_p h_p \rho g H_c,$$

где K_c — коэффициент увеличения толщины стружки при ее формировании по сравнению с глубиной резания (табл. 12);

H_c — высота выхода стружки в конце набора. Ее принимают равной 1,2 — 1,3 высоты боковых стенок на расстоянии 0,4 — 0,8 м от режущей кромки назад.

12. Значения глубины резания

Емкость ковша, q_k м ³	6	10	15
Глубина резания h_p , м	0,04 — 0,06	0,08 — 0,10	0,12 — 0,14
	0,06 — 0,08	0,10 — 0,12	0,14 — 0,16

Сопrotивление перемещению сформированной стружки грунта возникает из-за давления грунта находящегося по обе стороны от нее,

$$W''_{II} = b_p H_c^2 \rho K_x g \mu_2,$$

где K_x — коэффициент соprotивления движению стружки грунта (табл. 10);

$\mu_2 = 0,3 — 0,5$ — коэффициент трения грунта по грунту.

Сопrotивление перемещению призмы волочения:

$$W_{np} = b_p H_c^2 \rho \mu_2 K_n g,$$

где K_n — коэффициент призмы волочения перед за-слонкой и ножами скрепера (табл. 10).

При транспортировании грунта должно соблюдаться условие:

$$T_{сш} \geq W_T,$$

где W_T — соprotивление перемещению скрепера с грунтом, кН.

Соппротивление W_r определяюг:
 для самоходного скрепера $W_T = W_k$
 " прицепного " $W_T = W_k + m_m g (f \pm i)$,
 где f — коэффициент сопротивления перелвижению тя-
 гача (табл. 10).

По большему из найденных сопротивлений W_s или W_T подбирают тягач, соблюдая указанные условия. Не-
 обходимо также проверить силу сцепления ведущих
 колес самоходного скрепера, гусениц или ведущих кол-
 лес тягача с грунтом для прицепных скреперов по
 уравнениям:

$$T_{\text{сц}} \geq P_k > W \text{ и } T_{\text{сц}} \geq T > W,$$

где $T_{\text{сц}}$ — тяговое усилие по сцеплению, кН.

Тяговое усилие по сцеплению определяют для скре-
 перов, Н:

— прицепных к гусеничным тягачам

$$T_{\text{сц}} = m_m g \varphi,$$

— прицепных к колесным тягачам

$$T_{\text{сц}} = (m_m + m_c + m_r) K_{\text{сц}} \varphi g,$$

самоходных

$$T_{\text{сц}} = (m_c + m_r) K_{\text{сц}} \varphi g,$$

где m_m — масса тягача, т;

$K_{\text{сц}}$ — коэффициент использования массы машины
 по сцеплению, определяется способом агре-
 гатирования с тягачом, количеством осей и
 типом движителя тягача (табл. 13);

φ — коэффициент сцепления (табл. 10).

13. Значения коэффициента использования массы машины по сцеплению $K_{\text{сц}}$

Тип скрепера	Тип движителя тягача	Количество осей тягача	Величина
Прицепной	колесный	2	0,17
Самоходный	колесный	1	0,48

Подобрав тягач, вычерчивают общий вид машины
 в двух проекциях. Конструктивную проработку отдель-
 ных узлов и деталей, указанных в задании, выполня-
 ют после проведения прочностных расчетов.

Выше были рассмотрены основные особенности тягового расчета скреперов со свободной загрузкой. Тяговый расчет скреперов с элеваторной загрузкой имеет отличия. Главная задача тягового расчета самоходного скрепера с элеваторной загрузкой — определение его основных параметров, отвечающих требованиям рабочего и транспортного режимов работы. К основным параметрам скрепера с элеваторной загрузкой относятся: емкость ковша, масса скрепера, высота и ширина скребков элеватора, производительность скребкового элеватора и мощность, необходимая для его привода.

Масса скрепера с элеваторной загрузкой может быть определена

$$m_c = (2,3 \dots 2,75) q_k.$$

Исходя из требований унификации, конфигурация и размеры ковша, размеры элементов продольного профиля обычно принимаются приблизительно такими же, как у обычного скрепера.

При работе скрепера с элеваторной загрузкой сопротивление грунта копанью определяется

$$W_k^э = W_p + W_{тр}^э,$$

где $W_p = K_k b_p h_p$ — сопротивление грунта резанию, кН;
 $W_{тр}^э = m_c g \mu_1$ — сопротивление трения ножа скрепера о грунт, кН;
 μ_1 — коэффициент трения грунта о сталь,
 $\mu_1 = 0,24 - 0,40$.

При установившемся режиме копания сопротивление грунта копанью должно быть не меньше реализуемого тягового усилия тягача

$$W_k^э \leq T.$$

Реализуемое тяговое усилие тягача T_1 и максимальная сила тяги одноосного тягача связаны соотношением

$$T_1 = (0,70 \dots 0,73) T_\varphi.$$

Следовательно, необходимая максимальная сила тяги определяется

$$T_\varphi = (1,37 \dots 1,43) (W_p + W_{тр}^э).$$

Мощность двигателя, расходуемую на привод колес

ного движителя одноосного тягача, можно рассчитать на основе формулы

$$N_k = \frac{1}{\eta_m} (T_\varphi + W_{\text{пер}}) v_{\text{II}},$$

где $W_{\text{пер}} = (m_c^3 + m_r) gf$ — сопротивление перемещению скрепера, кН;

η_m — механический КПД, $\eta_m = 0,90 - 0,93$;

v_{II} — скорость скрепера при наборе грунта; из условия ограничения динамических нагрузок принимают равной $v_{\text{II}} = 0,278 - 0,417$ м/с.

Основным условием работы скрепера с элеваторной загрузкой является то, что производительность скребкового Пэ в любой момент времени должна быть не меньше производительности Пн, обеспечиваемой ножами скрепера при вырезании грунта, т. е.

$$P_3 \geq P_{\text{II}}.$$

Производительность скрепера по объему грунта в плотном теле, вырезаемому ножами скрепера,

$$P_{\text{II}} = 3600 b_p h_p v_{\text{II}} \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Производительность скребкового элеватора определяется по формуле

$$P_3 = 3600 b_c h_c v_{\text{цз}} \frac{K_{\text{II}}^3}{K_p} \text{ м}^3/\text{ч},$$

где b_c — ширина скребков, принимается на 100 — 300 мм меньше ширины резания b_p , м;

h_c — высота скребка, м;

$v_{\text{цз}}$ — скорость цепи элеватора. По условию обеспечения надежности должна быть не более 1,0 — 1,5 м/с;

K_{II}^3 — коэффициент наполнения скребкового элеватора, принимается по табл. 14 и зависит от угла наклона рабочей цепи к горизонту.

14. Коэффициент наполнения скребкового элеватора K_{II}^3

Величина угла α_{II} , град.	25	38	55
Коэффициент наполнения K_{II}^3	0,74	0,58	0,32

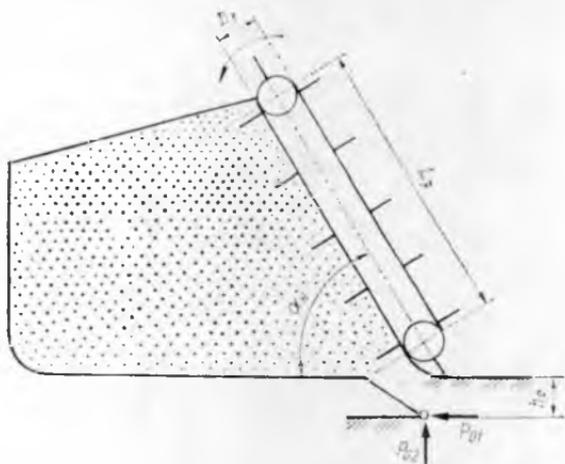


Рис. 18. Схема к расчету скрепера с элеваторной загрузкой.

Угол наклона рабочей цепи к горизонту α_n выбирается по конструктивным соображениям.

Длина скребкового элеватора L_s (рис. 18) определяется из условия заполнения ковша скрепера с «шапкой»:

$$L_s = \frac{H + L \operatorname{tg} \varphi_0}{\sin \alpha_n + \cos \alpha_n \operatorname{tg} \varphi_0} + (0,5D_3 + h_c),$$

где φ_0 — угол естественного откоса грунта, град. (табл. 10);

D_3 — диаметр ведущей звездочки скребкового элеватора (определяется при расчете цепи элеватора).

Мощность, расходуемая на привод скребкового элеватора, определяется:

$$N_{\text{пр}} = \frac{1}{\eta_{\text{уз}}} b_c h_c v_{\text{уз}} \rho g H_{\text{н}} \quad \text{кВт},$$

где $H_{\text{н}}$ — высота наполнения ковша скрепера, м;

$\eta_{\text{уз}}$ — КПД рабочей цепи скребкового элеватора,
 $\eta_{\text{уз}} = 0,45 - 0,90$.

Высоту заполнения ковша можно ориентировочно определить в зависимости от емкости ковша (см. ниже). При этом высота $H_{\text{н}}$ должна быть на 20 — 30 % больше высоты боковых стенок.

Значения высоты заполнения ковша H_n

Емкость ковша скрепера q_k м ³	3	6	10	15
Высота заполнения ковша H_n , м	1—1,13	1,25—1,5	1,8—2	2,3

Потери мощности на трение

$$N_{\text{тр}} = \frac{1}{\eta_{\text{цз}}} b_c h_c v_{\text{цз}} \rho \mu_1 \text{ctg } \alpha H_n.$$

Следовательно, общая мощность, необходимая для обеспечения работы скрепера с элеваторной загрузкой,

$$N_{\Sigma} = N_k + N_{\text{пр}} + N_{\text{тр}} + N_0.$$

где N_0 — мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных механизмов, составляет обычно 6—7 % мощности двигателя тягача.

По общей мощности выбирают тягач. При этом мощность двигателя тягача должна быть достаточна для привода колесного движителя N_k , элеватора $N_{\text{пр}}$ и $N_{\text{тр}}$ и вспомогательных механизмов, т. е.

$$N_{e_{\text{max}}} \geq N_k + N_{\text{пр}} + N_{\text{тр}} + N_0.$$

Подобранный тягач необходимо проверить по тяговому усилию, при соблюдении указанного условия.

После выбора тягача приступают к компоновке общего вида машины. Размеры и прочностный расчет отдельных узлов и деталей элеватора определяют обычными методами, принятыми для транспортеров и элеваторов.

§ 3. Основные положения расчета на прочность узлов и деталей скрепера

Узлы и детали скрепера рассчитывают для расчетных положений скрепера, соответствующих максимальной нагрузке при нормальном режиме эксплуатации.

Прочностной расчет при транспортном режиме работы грузеного скрепера делают для двух расчетных положений; прямолинейное движение скрепера и движение скрепера в повороте.

В первом расчетном положении скрепер движется по горизонтальной неровной поверхности с ковшом,

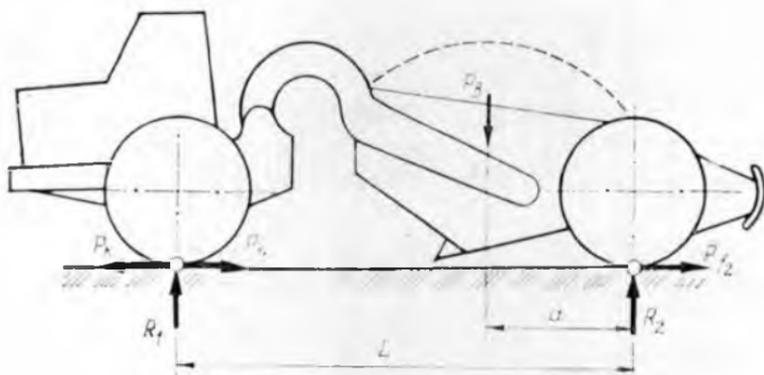


Рис. 19. Схема сил, действующих на скрепер в транспортном положении при прямолинейном движении.

заполненным „с шапкой“. При этом на скрепер действуют силы (рис. 19): вертикальная нагрузка P_v , окружная сила на колесах P_k , вертикальные реакции грунта на колеса R_1 и R_2 , силы сопротивления перекачиванию P_{f_1} и P_{f_2} .

Вертикальная нагрузка

$$P_v = K_d (m_c + m_r) g \text{ кН,}$$

где K_d — коэффициент динамики. Для самоходных скреперов равен 2. Величина реакций на передние R_1 и задние R_2 колеса находится по уравнениям статики

$$R_1 = K_d (m_c + m_r) g \frac{a}{L}; \quad R_2 = K_d (m_c + m_r) g - R_1,$$

где a — расстояние от центра тяжести груженого скрепера до задней оси;

L — база машины, м.

При движении машины окружная сила P_k на ведущих колесах должна быть не меньше суммы сил сопротивления P_{f_1} и P_{f_2} , т. е.

$$P_k \geq P_{f_1} + P_{f_2}.$$

Величина сил сопротивления качению определяется

$$P_{f_1} = R_1 f; \quad P_{f_2} = R_2 f.$$

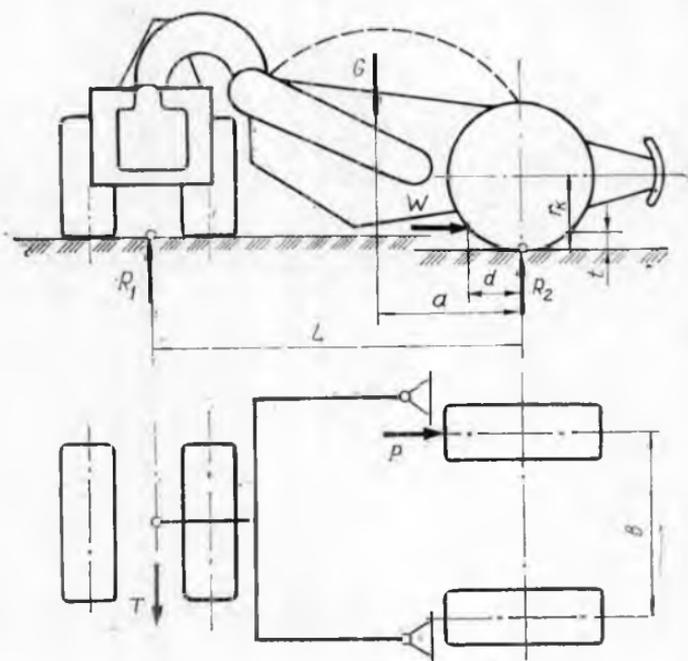


Рис. 20. Схема сил, действующих на скрепер во втором расчетном положении для транспортного режима работы.

По найденным усилиям рассчитывают прочность несущих систем, поворотного сцепного устройства и гидроцилиндры подъема ковша.

При втором расчетном положении для транспортного режима работы тягач груженого скрепера повернут на 90° и заднее ведомое колесо находится в канаве глубиной $t \leq 0,5$ Гк. При этом на машину действуют силы: сопротивление перекатыванию груженой машины P , сила сопротивления движению на заднем колесе W и реакция на передние R_1 и задние R_2 колёса (рис. 20).

Сопротивление перекатыванию груженой машины

$$P = (m_c + m_r) g f.$$

Сила сопротивления движению на заднем колесе:

$$W = R_2 \frac{a}{r_k - t}; \quad R_2 = (m_c + m_r) g \frac{L - a}{L}.$$

Для выезда из препятствия необходимо тяговое усилие:

$$T = P + W.$$

По полученным величинам усилий рассчитывают на прочность тяговую раму и детали ведомых колес скрепера.

Наибольшие нагрузки металлоконструкция скрепера испытывает при копании грунта. Для этого режима работы скрепера приняты два расчетных положения: конец заполнения и начало подъема ковша; режим копания с вывешенными задними колесами.

При расчете машины в положении конца заполнения и начала подъема ковша приняты следующие допущения: груженный скрепер движется равномерно по горизонтальной поверхности (Кд-1,) скрепер опирается на все четыре колеса, толщина стружки равна нулю. В этом случае на скрепер действуют силы (рис. 21): окружная сила P_k , тяговое усилие толкача T_t , сила тяжести скрепера с грузом G , вертикальные реакции грунта на колеса R_1 и R_2 , силы сопротивления движению передних и задних колес P_{f1} и P_{f2} , суммарное сопротивление резанию грунта и наполнению ковша W_{Σ} , вертикальная реакция грунта на нож скрепера R_b .

Тяговое усилие толкача обычно составляет 75—80 % тягового усилия трактора-тягача.

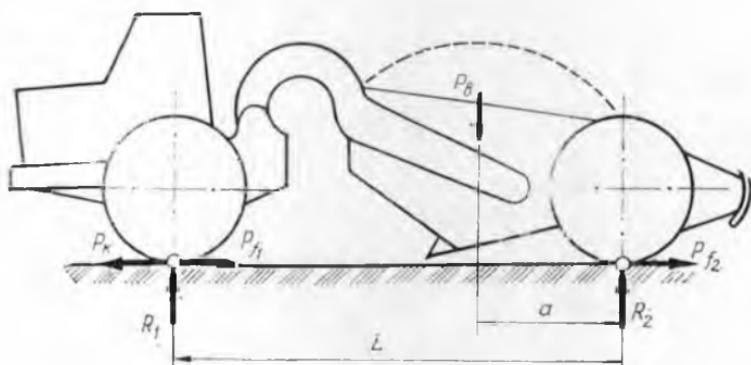


Рис. 21. Схема сил, действующих на скрепер в конце заполнения и начале подъема ковша.

Величина вертикальной реакции грунта на нож скрепера при подъеме груженого ковша определяется как

$$R_b = \psi W_{\Sigma},$$

где $\psi = 0,37 - 0,45$.

Из уравнений статики с учетом того, что развивается максимальное тяговое усилие, а $P_{f1} = R_1 f$, $P_{f2} = R_2 f$ и $R_b = \psi W_{\Sigma}$, находим величину вертикальных реакций грунта на колеса и суммарное сопротивление резанию грунта и наполнению ковша:

$$W_{\Sigma} = \frac{(m_c + m_r) g (a\varphi_{\max} - fL) + T_T (L + r\varphi_{\max})}{L(1 + \psi f) - \psi f\varphi_{\max}},$$

$$R_1 = \frac{W_{\Sigma} (1 - \psi f) + (m_c + m_r) g f - T_T}{\varphi_{\max}},$$

$$R_2 = \psi W_{\Sigma} + (m_c + m_r) g - R_1,$$

где φ_{\max} — максимальный коэффициент сцепления.

Рассмотренное положение режима копания с вывешенными задними колесами в свою очередь подразделяется на два положения: машина при движении опирается на передние колеса и толкающее устройство тягача $R_B = 0$; $P_b \neq 0$. При движении машина опирается на передние колеса и нож скрепера $R_b \neq 0$; $P_b = 0$.

Для первого расчетного положения величина сил P_k , P_f , W_{Σ} , P_b и R_1 (рис. 22) определяется из системы уравнений:

$$\begin{cases} P_k - P_t - W_{\Sigma} + T_T = 0; & R_1 + R_B - (m_c + m_r) g = 0 \\ T_T L + P_b (L + b) - (m_c + m_r) g (L - a) = 0 \\ P_{f1} = R_1 f; & P_k = R_1 \varphi_{\max}. \end{cases}$$

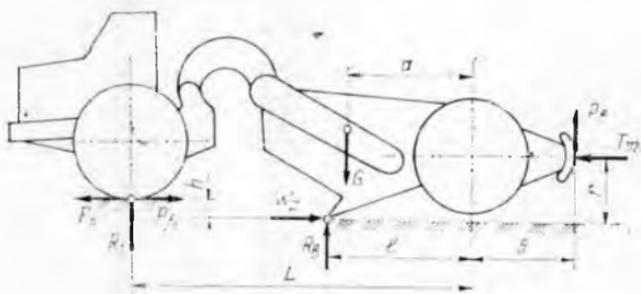


Рис. 22. Схема сил, действующих на скрепер при копании грунта с вывешенными задними колесами.

Для второго расчетного положения система уравнений, позволяющая определить искомые величины $P_{кв}$, P_f , W_{Σ} , R_B и R , имеет вид:

$$\begin{cases} P_k - P_{f1} - W_{\Sigma} + T_T = 0; R_1 + R_B - G = 0 \\ T_T + R_B(L - l) - (m_c + m_r)g(L - a) = 0 \\ P_k = \varphi_{\max}R; P_{f1} = R_1 f. \end{cases}$$

Дальнейший прочностной расчет узлов и деталей скрепера производится по общепринятой методике.

§ 4. Расчет основных механизмов скрепера

Основные механизмы скрепера — механизмы подъема заслонки и разгрузки ковша. Расчет этих механизмов заключается в определении усилий, которые должно развивать гидравлическое или канатно-блочное устройство для подъема заслонки или разгрузки ковша.

При опрокидывании заслонки должны быть преодолены сопротивления, возникающие от давления массы грунта, находящегося над заслонкой, трения грунта о грунт и массы самой заслонки (рис. 23).

Сопротивление от давления массы грунта, находящегося над заслонкой,

$$W_{гр} = K B_3 H_3 \rho g,$$

где K — коэффициент, учитывающий конфигурацию заслонки, $K = 0,8$;

B_3 — ширина заслонки, м;

l_3 — длина заслонки, м.

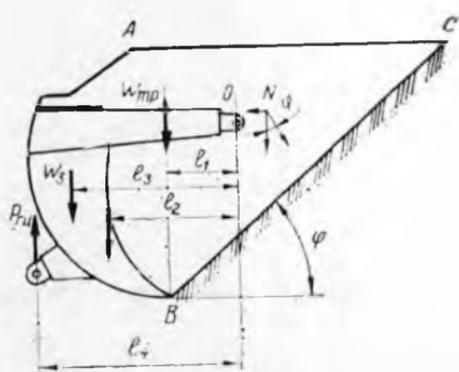


Рис. 23. Схема для расчета усилий подъема заслонки.

Ширина заслонки определяется по общему виду скрепера.

При определении сил сопротивления трения грунта о грунт принимаем, что на поднимаемый заслонкой грунт давит объем грунта, находящегося в ковше и ограниченного призмой ABC .

Сопротивление массы заслонки

$$W_3 = m_3 g \text{ кН,}$$

где m_3 — масса заслонки, обычно принимается равной

$$m_3 = (0,2 \dots 0,3) m_c.$$

Усилие, необходимое для подъема заслонки, устанавливается из уравнения моментов относительно оси поворота заслонки. В настоящее время наиболее распространено гидравлическое управление заслонкой. Канатно-блочное управление применяется реже.

При гидравлическом приводе заслонка обычно поднимается при помощи двух гидроцилиндров. При этом усилии, развиваемое каждым гидроцилиндром, определяется по формуле:

$$P_{\text{гц}} = \frac{0,5 (W_{\text{тр}} l_1 + W_{\text{тр}} l_2 + W_3 l_3)}{l_4},$$

где l_1 , l_2 , l_3 и l_4 — плечи соответствующих сил определяются по чертежу, м (рис. 23).

По найденному усилию $P_{\text{гц}}$ подбирают гидроцилиндр управления заслонкой.

Для разгрузки ковша скрепера может быть применена одна из трех систем: принудительная, полупринудительная и свободная. Наиболее распространена принудительная система разгрузки, при которой лучше очищается ковш и разрабатываются влажные и липкие грунты.

При принудительной системе разгрузки за расчетное положение принимают начало движения задней стенки при полной загрузке ковша грунтом и открытой заслонке (рис. 24). Общее сопротивление перемещению стенки при этом

$$F_0 = F_1 + F_2 + F_3 + F_4,$$

где F_1 — сила трения грунта о днище ковша, кН;

F_2 — сила трения грунта о боковые стенки, кН;

F_3 — сила сопротивления качению роликов задней стенки по днищу, кН;

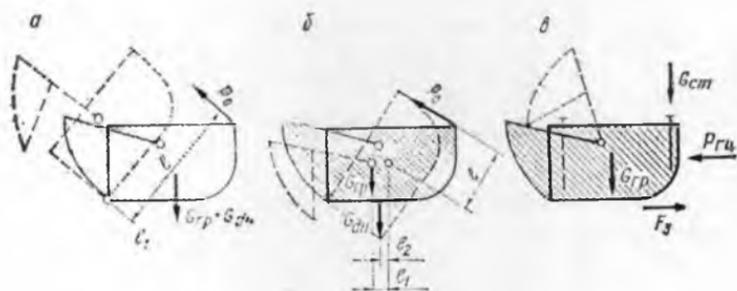


Рис. 24. Схема усилий, действующих при разгрузке:
 а — свободной; б — полупринудительной;
 в — принудительной.

F_4 — сила инерции поступательно-движущейся массы грунта и задней стенки при включении механизма разгрузки ковша скрепера, кН.

Сила трения грунта о боковые стенки может быть определена, как

$$F_2 = 2\mu_2 P_0,$$

где P_0 — активное давление грунта на боковую стенку ковша:

$$P_0 = 0,5\rho H_n^2 L_k g t g^2 (45^\circ - 0,5\varphi_2) \text{ кН};$$

μ_2 — коэффициент трения грунта по стали.

Сила сопротивления от трения грунта о днище ковша

$$F_1 = \frac{K_H}{K_P} \mu_2 q_k \rho g \text{ кН.}$$

Сила сопротивления качению роликов задней стенки по днищу ковша

$$F_3 = f_{ст} m_{ст} g,$$

где $m_{ст}$ — масса задней стенки, т;

$f_{ст}$ — коэффициент сопротивления качению роликов, $f_{ст} = 0,10 - 0,15$.

Масса задней стенки может быть найдена

$$m_{ст} = V_{ст} \rho_{ст},$$

где $V_{ст}$ — объем задней стенки, м³;

$\rho_{ст}$ — объемная масса мегалла задней стенки, т/м³.

Сила инерции определяется как

$$F_A = \frac{v_{ст}}{t} \left(\frac{K_H}{K_P} q_k \rho + m_{ст} \right) \text{ кН},$$

где $v_{ст}$ — скорость движения задней стенки, м/с;
 t_p — время разгона, $t_p = 2-5$ с.

Скорость движения задней стенки определяется по формуле:

$$v_{ст} = \frac{L_k}{t_{раз}}, \text{ м/с},$$

где $t_{раз}$ — время разгрузки, $t_{раз} = 20-25$ с.

Подставляя найденные значения сопротивлений, находим общее сопротивление F_0 и определяем мощность, необходимую для разгрузки ковша скрепера:

$$N_p = \frac{1}{\eta_m} F_0 v_{ст} \text{ кВт}.$$

По найденной мощности N_p и сопротивлению F_0 подбирают гидроцилиндр управления задней стенкой.

При полупринудительной системе разгрузки максимальное усилие P_0 , необходимое для опрокидывания ковша, определяют из уравнения моментов относительно оси поворота ковша (рис. 24б):

$$P_0 = \frac{g}{l} (m_r l_1 + m_{дн} l_2),$$

где $m_{дн}$ — масса днища, определяется аналогично массе задней стенки, т;

l, l_1, l_2 — плечи соответствующих сил, определяются по чертежу, м.

По найденному усилию P_0 выбирают гидроцилиндр управления задней стенкой.

В случае свободной разгрузки ковша усилие, необходимое для его разгрузки, определяется (рис. 24а):

$$P_0 = \frac{(m_r + m_k) g l_1}{l},$$

где m_k — масса ковша, т;

l, l_1 — плечи соответствующих сил, м.

§ 5. Определение производительности скрепера

Производительность скрепера в основном, определяется способом резания грунта, возможными ско-

ростями движения на различных участках и временем разгрузки

$$\Pi = \frac{3600 q_k K_{II} K_B}{K_p \cdot T_{II}} \text{ м}^3/\text{ч},$$

где K_B — коэффициент использования рабочего времени, $K_B = 0,85 - 0,9$;

T_{II} — время рабочего цикла скрепера, с.

Продолжительность рабочего цикла определяется по формуле:

$$T_{II} = \frac{l_1}{v_{II}} + \frac{l_2}{v_{Гр}} + \frac{l_3}{v_{ХХ}} + t_p,$$

где l_1 — длина пути набора грунта, м;

l_2 — расстояние транспортирования грунта, м;

l_3 — длина пути холостого хода скрепера, м;

t_p — время разгрузки и распределения грунта, переключения передач и маневрирования, с;

v_{II} — скорость движения скрепера при заполнении, м/с;

$v_{Гр}$ — скорость движения груженого скрепера, м/с;

$v_{ХХ}$ — скорость движения холостого хода скрепера, м/с.

Для прицепных скреперов рекомендуется принимать скорости перемещений:

при наборе грунта

$$v_{II} = (0,65 - 0,8) v_1, \text{ м/с},$$

при транспортировании грунта на ровных участках

$$v_{Гр} = (0,55 - 0,75) v_{\max}, \text{ м/с},$$

при холостом ходе скрепера на ровных участках

$$v_{ХХ} = (0,75 - 0,85) v_{\max}, \text{ м/с},$$

где v_1 — скорость движения тягача на первой передаче, м/с;

v_{\max} — скорость движения тягача на высшей передаче, м/с.

Скорость движения самоходного скрепера при наборе грунта обычно находится в пределах 2,5 — 3,5 км/ч и ограничивается параметрами системы управления и быстрой реакцией водителя. Скорости движения груженого и порожнего самоходного скрепера определяют по состоянию транспортных путей, наличию подъе-

мов и уклонов и физико-механическими характеристиками поверхности движения. Обычно они не превышают 20—25 км/ч, иначе ухудшается управляемость машины.

Длина пути наполнения ковша определяется по формуле:

$$l_1 = \frac{q_k K_n K_p}{K_{стр} b_p h_p K_p} + L_c + 0,5,$$

где $K_{стр} = 0,7$ — коэффициент, учитывающий неравномерность толщины вырезаемой стружки грунта;

K_n — коэффициент, учитывающий потери грунта в призму волочения и боковые валики, $K_n = 1,2 — 1,5$;

L_c — длина машины (длина тягача со скрепером), м.

Процесс набора грунта в завершающей стадии наиболее энергоемок и требует значительных затрат времени. Поэтому степень заполнения ковша целесообразно выбирать в зависимости от дальности транспортирования грунта. При небольших перемещениях грунта за рациональный объем заполнения ковша рекомендуется принимать его геометрический объем. Тогда длина пути наполнения ковша определяется из формулы:

$$l_1 = \frac{q_k K_n}{b_p h_p K_{стр} K_p} + L_c + 0,5.$$

Найдя производительность скрепера, приступают к расчету технико-экономических показателей машины и ее экономической эффективности.

5. РАСЧЕТ АВТОГРЕЙДЕРА

§ 1. Обоснование конструктивной схемы и определение основных параметров автогрейдера

После анализа отечественных и зарубежных конструкций автогрейдеров необходимо обосновать общую схему проектируемой машины и основных решений. При этом следует учесть главные направления технического прогресса в механизации земляных работ и основные тенденции в производстве автогрейдеров.

Обоснование сопровождается кратким описанием устройства проектируемого автогрейдера. Должны быть

разработаны и освещены основные конструктивные особенности современного автогрейдера:

— тип колесной схемы (число ведущих осей, вид рулевого управления);

— тип трансмиссии: ступенчатая, бесступенчатая, механическая, гидромеханическая, электромеханическая, число передач и пр.;

— общее конструктивное оформление автогрейдеров;

— тип рабочего органа (механизм выноса, механизм поворота отвала);

— тип привода управления, его состав, конструктивно-кинематическая схема;

— наличие вспомогательных устройств, наполнение отвала;

— прочие устройства и конструктивные особенности.

Сцепная масса автогрейдера. Между массой автогрейдера и его сцепной массой $G_{\text{сц}}$ существует зависимость

$$G_{\text{сц}} = \psi_0 mg,$$

где ψ_0 — коэффициент, определяемый колесной схемой.

Для автогрейдеров с колесными формулами

$$1 \times 2 \times 3 \text{ и } 1 \times 1 \times 2$$

$\psi_0 = 0,7 \dots 0,75$; для автогрейдеров со всеми ведущими колесами $\psi_0 = 1$.

m — масса автогрейдера, т.

Сцепная масса автогрейдера определяет свободное тяговое усилие на ведущих колесах

$$P_k = G_{\text{сц}} \varphi,$$

где φ — коэффициент сцепления ведущих колес с грунтом (см. табл. 18).

По статическим данным основные параметры автогрейдеров для наиболее распространенной колесной формулы ($1 \times 2 \times 3$) связаны следующими зависимостями:

$$G = C_1 (200 + 122N),$$

где N — мощность двигателя автогрейдера, кВт;

C_1 — коэффициент вариации от 0,73 до 1,27.

Нагрузка на переднюю ось $G_1 = 38NC_2$, где C_2 — коэффициент вариации, равный 0,75...1,25; нагрузка

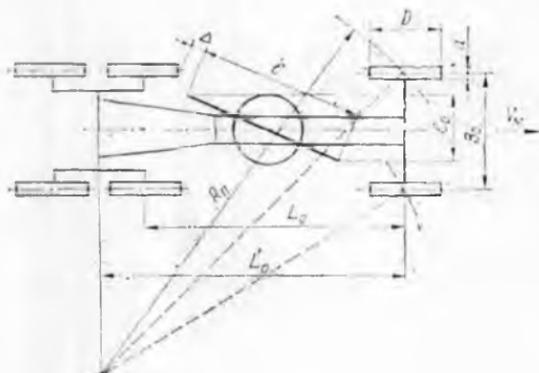


Рис. 25. Схема конструктивных параметров автогрейдера.

на заднюю ось $G_2 = C_3(500 + 79N)$, где C_3 — коэффициент вариации, равный $0,77 \dots 1,23$.

Сила, прижимающая отвал, $P_2 = 68C_4N$, где C_4 — коэффициент вариации, равный $0,70 \dots 1,30$.

Размеры базы L_0 , ширины колеи B_0 и связанного с ним радиуса поворота $R_{п}$ автогрейдера выбирают таким образом, чтобы машина имела наименьшие размеры, но при этом необходимо (рис. 25) учитывать устойчивость движения $B_0 > l_0 + 0,5d$, где l_0 — ширина вырезания забоя, d — ширина шины колеса.

Минимальный размер базы L_0 двухосного автогрейдера при среднем положении отвала с учетом необходимого зазора:

$$L'_{0\min} = D + \sqrt{L_0^2 - B_0^2} + 2\Delta,$$

для трехосного автогрейдера

$$L'_0 = L_0 + 0,5D + 2\Delta,$$

где Δ — минимальный зазор между отвалом и шиной, $\Delta = 50$ мм;

D — диаметр шины (рис. 25).

Определение размеров отвала автогрейдера. Радиус кривизны отвала автогрейдера (рис. 26) определяют по формуле

$$R = \frac{H}{\cos \varphi + \cos \gamma},$$

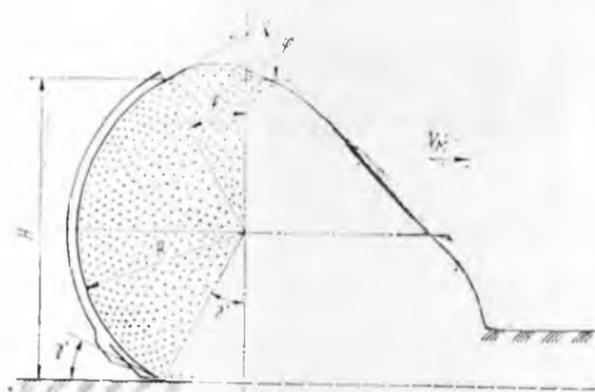


Рис. 26. Схема поперечного профиля отвала с вырезаемым грунтом.

где H — высота отвала при принятых значениях углов резания ($\gamma = 30 \dots 70^\circ$) и опрокидывания ($\varphi = 40 \dots 45^\circ$).

Объем грунта, накапливающегося на отвале, будет $V = FS$, или

$$V = \frac{Fl \cos \rho}{\cos(\alpha + \rho)},$$

где ρ — $22 \dots 30^\circ$ угол трения;

α — угол захвата отвала: при вырезании грунта $30 - 45^\circ$, при перемещении грунта в сторону $60 - 75^\circ$, при планировочных работах — 90° ;

F — площадь сечения вырезаемой отвалом стружки, м^2 ;

l — длина отвала, м.

$$F = \frac{G\psi K_p}{K},$$

где θ — коэффициент использования сцепной массы, при коэффициенте буксования $\delta = 0,18 - 0,22$, величина $\theta = 0,45 \dots 0,55$;

K — удельное сопротивление грунта копанью, равное $20 \dots 24$ кПа;

K_p — коэффициент разрыхления грунта, равный $1,20 \dots 1,25$.

Высота отвала $H = 0,174 \sqrt{G}$,

длина отвала $l = 1,06 \sqrt{G}$.

Размеры отвалов (H , l и R) подсчитаны по указанным формулам и сведены в табл. 15.

15. Расчетные размеры отвалов

Масса автогрейдера, т	Размер отвала, мм		
	H	l	R
Легкий — 8,6	510	3114	334
Средний — 11,5	590	3602	387
Тяжелый — 17,6	730	4469	480

Тяговый расчет автогрейдера. В тяговом расчете автогрейдера определяют величину тягового усилия на различных стадиях рабочего процесса.

При этом надо убедиться, что номинальное тяговое усилие $T_{н}$ машины на данной передаче обеспечивается сцеплением движителя с грунтом ($T_{сц}$), т. е. $T_{н} \leq T_{сц}$.

В процессе работы автогрейдера возникают различного характера и величины силы сопротивления его движению. Исходя из этих сопротивлений, рассчитывают силовую установку машины и определяют усилия, возникающие в элементах конструкции, для расчета их на прочность.

Для определения сопротивлений, возникающих в рабочем режиме, при резании и перемещении грунта автогрейдером определенного типа должны быть известны:

- род грунта и его характеристика (по заданию);
- размеры отвала и углы его установки (из расчета);
- масса автогрейдера (из расчета).

При установившемся движении в этом режиме преодолеваются следующие сопротивления:

1. Сопротивление грунта резанию ножом, кН:

$$W_p = KF,$$

где K — удельное сопротивление грунта резанию, $K = 12 \dots 20$ кПа,

F — площадь поперечного сечения вырезаемой стружки грунта, м².

При резании концом отвала с погружением его на половину длины

$$F = \frac{lh \sin \alpha}{4 \cos \delta},$$

где α — угол захвата ножа, град.;
 l — длина отвала, м;
 h — наибольшая глубина резания, м;
 δ — угол наклона ножа в вертикальной плоскости, нормальной к продольной оси машины (0... 30°).

2. Сопротивление перемещению призмы волочения грунта, кН:

$$W_{\text{пр}} = V_{\text{пр}} \rho g \mu_1 \sin \alpha,$$

где $V_{\text{пр}}$ — объем призмы волочения, м³;
 $\rho = 1,6 \dots 1,7$ т/м³ — насыпная масса призмы волочения;
 μ_1 — коэффициент трения грунта по грунту. Для связных грунтов $\mu_1 = 0,5$, для несвязных $\mu_1 = 0,7$, максимальное значение $\mu_1 = 1,0$.

Объем призмы волочения с учетом, что часть длины ножа погружена в грунт для резания, определится, как

$$V_{\text{пр}} = \frac{(H - h_{\text{ср}})^2 l K_3}{2 \operatorname{tg} \varphi},$$

где H — высота отвала, м;
 $h_{\text{ср}}$ — средняя глубина резания, м;
 K_3 — коэффициент заполнения отвала грунтом; $K_3 = 1,8 \dots 2,0$;
 φ — угол естественного откоса насыпного грунта (табл. 16).

16. Углы естественного откоса насыпных грунтов, град.

Вид грунта	Грунт		
	сухой	умеренно влажный	мокрый
Пески	20...30	20...35	20...30
Суглинки легкие	40...50	30...35	20...25
Суглинки тяжелые	45...50	35...40	15...30

3. Сопротивление трению призмы волочения при ее перемещении вдоль отвала (в сторону), кН:

$$W_c = V_{\text{пр}} \rho g \mu_1 \mu_2 \cos \alpha,$$

где μ_2 — коэффициент трения грунта о сталь. Обычно равен 0,4...0,6.

4. Сопротивление от перемещения грунта вверх по отвалу, кН:

$$W_B = V_{np} \rho g \cos^2 \gamma \mu_2 \sin \alpha,$$

где γ — угол резания. Он зависит от выполняемых автотрейдером работ и меняется в пределах $30 \dots 80^\circ$; может быть принят равным $30 \dots 45^\circ$.

5. Сопротивление перекачиванию колес, кН:

$$W_K = mg \cos \beta [(1 - a) f + a \mu_2],$$

где β — угол подъема участка работы в направлении движения;

a — коэффициент, учитывающий часть силы тяжести, воспринимаемой отвалом, $a = 0 \dots 0,5$;

f — коэффициент сопротивления качению на колесах (табл. 17).

17. Зависимость коэффициентов сопротивления качению колес от типа покрытия дороги

Тип покрытия дороги	Значение коэффициента f
Асфальт	0,015
Укатанная сухая проселочная дорога	0,03 ... 0,05
Песок сухой	0,2
Песок влажный	0,16

6. Сопротивление преодолению подъема, кН:

$$W_n = mg \sin \alpha.$$

Таким образом, при установившемся рабочем (тяговом) режиме работы автотрейдера суммарное сопротивление движению будет

$$W_{раб} = W_p + W_{np} + W_c + W_B + W_K + W_n.$$

7. Сопротивление преодолению сил инерции при трогании с места с загруженным ножом или повышении скорости движения, кН:

$$W_j = (\varepsilon m + V_{np} \rho) \frac{dv}{dt},$$

где ε — коэффициент учета вращающихся масс;

$\frac{dv}{dt}$ — поступательное ускорение автогрейдера, м/с².

Значение ε можно определить по формуле:

$$\varepsilon = \frac{m + J_M \frac{U_M^2}{r_c^2} \eta_M + \sum J_K \frac{1}{r_c^2}}{m}$$

где J_M — момент инерции маховика двигателя, кгс²м;

U_M — общее передаточное число трансмиссии привода колесного движителя;

η_M — КПД трансмиссии привода колесного движителя;

$\sum J_K$ — суммарный момент инерции колес автогрейдера, кгс²м;

r_c — силовой радиус колесного движителя, м

На этапе проектирования можно принять для расчетов

$$W_j \approx (0,1 \dots 0,2) mg.$$

С учетом сопротивления преодолению сил инерции суммарное сопротивление движению будет

$$W_{\text{раб}} = W_p + W_{\text{пр}} + W_c + W_v + W_k + W_n + W_j.$$

При транспортном режиме работы автогрейдера возникают следующие сопротивления: перекачиванию колес (W_k), при движении на подъем (W_n), преодолению сил инерции (W_j) и воздуха, определяемого выражением

$$W_{\text{воз}} = \frac{K_1 F v^3}{3,6},$$

где K_1 — коэффициент обтекаемости (по аналогии с грузовыми автомобилями можно принять 0,06 ... 0,07);

$F = BH$ — площадь лобового сопротивления, м²;

B — ширина колеи, м;

H — высота машины, м.

v — действительная скорость движения, км/ч.

Следовательно, на транспортном режиме работы автогрейдера сумма всех сопротивлений составит

$$W_{\text{тр}} = W_k + W_h + W_j + W_{\text{воз}}.$$

По суммарному сопротивлению движению $W_{\text{раб}}$ и $W_{\text{тр}}$ выбирают соответствующую передачу так, чтобы окружное усилие на ведущих колесах автогрейдера было $P_k > W_{\text{раб}}$, или $P_k > W_{\text{тр}}$.

§ 2. Потребная сила тяги и мощность двигателя

Потребная сила тяги P_k ведущих колес автогрейдера на рабочем режиме

$$Q_{\text{сц}} \varphi > W_{\text{раб}} < P_k,$$

где φ — коэффициент сцепления (табл. 18).

18. Коэффициент сцепления

Характеристика дорожных условий	Для шин с давлением	
	высоким	низким с повышенной проходимостью
Рыхлый свежесыпанный грунт	0,3 ... 0,4	0,4 ... 0,5
Плотный грунт оптимальной влажности	0,4 ... 0,5	0,5 ... 0,6
Песок естественного залегания:		
сухой	0,2 ... 0,3	0,2 ... 0,3
влажный	0,35 ... 0,40	0,4 ... 0,5
Грунтовая дорога:		
сухая	0,4 ... 0,5	0,5 ... 0,6
в период распутицы	0,15 ... 0,25	0,2 ... 0,3
Сухое асфальтобетонное или бетонное шоссе	0,5 ... 0,7	0,7 ... 0,8

На величину коэффициента сцепления сильно влияет относительное скольжение колес в зоне контакта, определяемое коэффициентом буксования δ . Последний устанавливается как отношение скорости скольжения к окружной скорости вращения колеса:

$$\delta = \frac{v_0 - v_k}{v_0},$$

где $v_0 = \frac{\pi r n}{30}$,

v_0 — окружная скорость колеса при радиусе качения колеса r , м, и числе оборотов n , мин;
м/с,

v_d — скорость перемещения оси колеса (действительная скорость), м/с.

Потребную мощность двигателя для рабочего режима определяют по формуле, кВт:

$$N_p = \frac{P_k v_d}{360}$$

Резание грунта отвалом обычно производится при скорости движения автогрейдера 2,5...4,0 км/ч при включении первой-второй передач коробки скоростей.

Потерю мощности на буксование определяют по формуле:

$$N_6 = \frac{P_k v_d \delta}{360(1-\delta)},$$

где коэффициент буксования может быть принят

$$\delta = 0,18 \dots 0,22.$$

Таким образом, общая мощность двигателя автогрейдера, кВт

$$N = \frac{N_p + N_6}{\eta_t \eta_m},$$

где η_t — КПД трансмиссии;

η_m — коэффициент уменьшения мощности двигателя из-за неустановившейся загрузки.

Для механической трансмиссии $\eta_t = 0,83 \dots 0,86$,
 $\eta_m = 0,88 \dots 0,9$.

Для гидродинамической трансмиссии $\eta_t = 0,73 \dots 0,76$,
 $\eta_m = 1,0$.

При заданной мощности двигателя обеспечение необходимой величины тяговой силы колес P_k проверяется по формуле

$$P_k = \frac{955,4 N U_k U_t \eta_t \eta_m}{n r},$$

где N — мощность двигателя, кВт;

n — частота вращения вала двигателя, об/мин;

r — радиус качения ведущих колес автогрейдера м;

U_k — передаточное отношение (КПП) на рабочем режиме;

U_T — постоянное передаточное отношение транс-
миссии.

Мощность двигателя, необходимая для работы на транспортном режиме,

$$N' = \frac{W_{TP} v_{max}}{360 \eta_T \eta_M},$$

где v_{max} — заданная максимальная скорость на транспортном режиме, м/с.

Из двух мощностей N и N' необходимо выбрать двигатель с наибольшей мощностью.

§ 3. Производительность автогрейдера

Когда известна схема проходов автогрейдера по участку и определено их число, необходимое для выполнения работ при постройке земляного полотна или корыта, производительность автогрейдера можно определить по формуле, м³/ч:

$$P = \frac{1000 L F K_n}{2L \left(\frac{n_3}{v_3} + \frac{n_n}{v_n} + \frac{n_0}{v_0} \right) + 2t_n (n_3 + n_n + n_0)},$$

где L — длина рабочего участка, км;

F — площадь сечения насыпи, м²;

K_n — коэффициент использования рабочего времени,

$$K_n = 0,8 \dots 0,9;$$

n_3, n_n, n_0 — число проходов в одном направлении при зарезании, перемещении, отделочных работах;

v_3, v_n, v_0 — скорости, соответствующие этим проходам, км/ч. Их определяют с помощью тяговой характеристики автогрейдера;

t_n — продолжительность одного поворота в конце участка

$$t_n = (0,08 \dots 0,1) \text{ ч.}$$

Число проходов соответственно при перемещении и зарезании,

$$n_n = n_2 \frac{l_0}{l_n} K_{пн}; \quad n_2 = \frac{F K_{пк}}{2f_2},$$

где $K_{пк}$ — коэффициент перекрытия проходов при копании, равный 1,7;

f_2 — сечение стружки в плотном теле;

- $f_3 = 0,11 \dots 0,14 \text{ м}^2$ (большее значение для прицепных грейдеров);
- l_0 — средняя потребная длина перемещения, м;
- l_n — величина перемещения грунта за один проход (при длине ножа 3,66 м, угле захвата 40° , $l_n = 2,2$ м);
- K_{nn} — коэффициент перекрытия проходов при перемещении, равный 1,15.

§ 4 Силы, действующие на автогрейдер

Наиболее тяжелым видом работ, выполняемых автогрейдером, является копание грунта. Поэтому как для тягового расчета, так и для расчета на прочность необходимо выявить силы и моменты, действующие на отдельные узлы и механизмы автогрейдера в процессе копания.

Схема нагрузок, действующих на автогрейдер с колесной схемой $1 \times 2 \times 3$ при зарезании отвала в грунт, представлена на рис. 27. На автогрейдер действуют:

- активные силы — сила тяжести машины G и окружная сила на ведущих колесах P_k ;
- реактивные силы — реакция грунта на колеса Z_1 и Z_2 , силы сопротивления качению P_1 и P_2 , боковые реакции Y_1 и Y_2 , действующие вдоль осей колес, и реакция грунта на нож P .

При рассмотрении системы сил, действующих на автогрейдер, возможны допущения, а именно:

1. Все реактивные силы, действующие на задние колеса, приложены в точке, являющейся проекцией оси качения балансирующей тележки на грунт;
2. Реакции грунта Z_1 и Z_2 соответственно равны на правых и левых колесах;
3. Коэффициенты сопротивления качению f передних и задних колес одинаковы;
4. Реакции грунта на колесах условно перенесены на их осевые линии (рис. 27б), а компенсационный момент $M_c = Za$ из-за небольшого значения $a = fr_c$ не учитывается;
5. Реакция грунта P приложена на конце ножа в одной точке и направлена перпендикулярно плоскости отвала.

Составляя уравнения равновесия системы $\sum X = 0$, $\sum Y = 0$, $\sum Z = 0$, $\sum M_z = 0$ и $\sum M_y = 0$, а также учитывая,

что $F_1 = Z_1 f$ и $F_2 = Z_2 f$, можно определить неизвестные силы:

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{P_K - fG}{f \cos \gamma + \sin \gamma \sin \alpha}; \\ Y_2 &= \frac{P \sin \gamma (0,5l - l_1 \cos \alpha)}{L_0}; \\ Y_1 &= Y_2 + P \sin \gamma \cdot \cos \alpha \\ Z_2 &= \frac{Gl_2 + P \cos \gamma (l_1 - 0,5l \cos \alpha)}{L_0}; \\ Z_1 &= G + P \cos \gamma - Z_2. \end{aligned} \right\}$$

Реакция грунта на нож P может быть разложена на составляющие, определяемые из выражений:

$$\left. \begin{aligned} P_z &= P \cos \gamma; \\ P_x &= P \sin \gamma \sin \alpha; \\ P_y &= P \sin \gamma \cos \alpha. \end{aligned} \right\}$$

По результатам расчета неизвестных сил (Z_1 , Z_2 , F_1 , F_2 , P_x , P_z , Y_1 , Y_2) и известных G и P_K необходимо:

1. По реакциям Z_1 и Z_2 подобрать тип и размер шин.

Этим расчетом также распределяется общая нагрузка автогрейдера в рабочем положении по отдельным осям. У современных машин в нерабочем положении имеется следующее распределение сил тяжести по осям: на переднюю ось приходится 30—35% общей нагрузки; на задние оси—65—70%. У двухосной машины нагрузка на переднюю ось достигает 40—45%.

Для колесных схем $1 \times 2 \times 3$ и $1 \times 3 \times 3$ масса машины, приходящейся на задние колеса, 30...40 кН (3—4 тс) для легких автогрейдеров, 50...60 кН (5—6 тс) для средних и 70...80 кН (7—8 тс) для тяжелых автогрейдеров.

2. Проверить устойчивость машины в горизонтальной плоскости во время работы.

Сила P_x стремится повернуть машину вокруг центра тяжести, но силы сцепления Y_1 и Y_2 препятствуют повороту. При таком расчете принимают максимальные значения P_x . Их можно определить из выражения

$$P_x = (G_{\text{цт}} + P_z) \psi_{\text{цт}}.$$

Устойчивость машины устанавливают из неравенств (рис. 27):

$$P_x l_3 \leq Y_1 l_4 + Y_2 l_5.$$

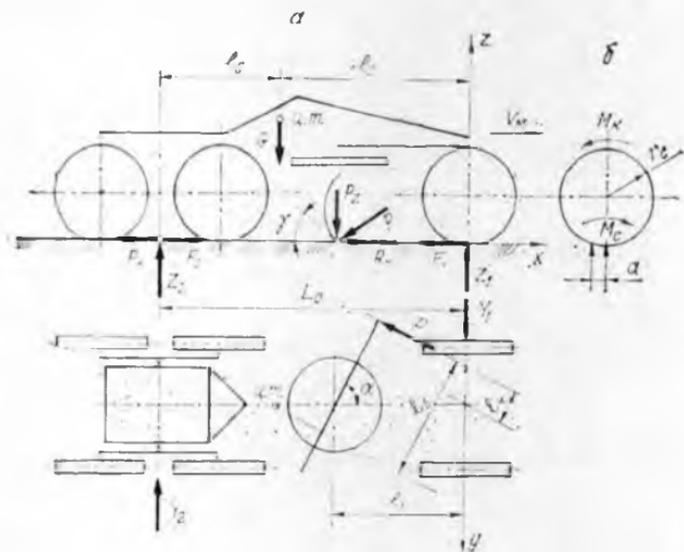


Рис. 27. Схема сил, действующих на автогрейдер.

Здесь горизонтальные силы Y_1 и Y_2 должны быть определены из условий сцепления:

$$Y_1 = Z_1 \varphi_{\text{сц}} \text{ и } Y_2 = Z_2 \varphi_{\text{сц}}.$$

§ 5. Расчет механизмов управления автогрейдера

Наиболее нагруженным механизмом управления автогрейдера является механизм подъема и опускания отвала. Поэтому передаваемая системой управления мощность определяется в основном параметрами операции подъема отвала.

Обычно мощность подъемного механизма составляет примерно 10—25% мощности основного двигателя автогрейдера (табл. 19).

Скорость вертикального перемещения отвала современных автогрейдеров составляет примерно 15... 18 см/с. При введении автоматических устройств, обеспечивающих надлежащий профиль дороги, скорость подъема может быть увеличена. Скорость остальных рабочих операций (поворот отвала, вынос ножа и др.) выбирают из конструктивных соображений и при их назначении можно пользоваться данными табл. 20.

19. Техническая характеристика гидроприводов механизмов управления некоторых автогрейдеров

Марка	Параметр автогрейдера				Параметр гидропривода					
	двигатель		отвал		марка насоса	мощность, кВт	давление, МПа	производит., л/мин.	рабочий объем, см ³	
	марка	мощность, кВт	длина, м	высота, м						
ДЗ-99	АМ-41	66	3,04	0,5	НШ-46Д	12,5	10	75	46	
					НШ-10Д	2,7	10	15	10	
ДЗ-31	АМ-01	96	3,7	0,57	НШ-46	12,5	10	75	46	
					НШ-10Е	2,7	10	15	10	
ДЗ-98	41Д6	184	3,7	0,7	НШ-32	8,7	14	—	32	
					НШ-46	12,5	10	75	46	
					НШ-67	26,5	14	100	67	

20. Скорость рабочих операций, см/с

Операция	Управление	
	редукторное	гидравлическое
Подъем отвала	8,5 ... 18,0	9,0 ... 18,0
Опускание отвала	6,2 ... 8,0	6,5 ... 8,5
Поворот отвала в горизонтальной плоскости	3,0 ... 10,0	3 ... 6
Наклон колес, град/с	3,0 ... 5,0	1,5 ... 3,5
Подъем кирковщика	8,0 ... 13	6,0 ... 15
Боковой вынос ножа	1,8 ... 4,5	1,0 ... 3,5
Выдвижение отвала	—	6,0 ... 10

Механизм подъема отвала. В современных автогрейдерах механизм подъема отвала выполняется в следующих вариантах: с передачей движения вертикальным тягам через кривошип, через зубчатую рейку и через шток гидравлического цилиндра.

В задачу расчета механизма подъема автогрейдера входит:

— определение подъемного усилия S_n , по которому подсчитывают потребную мощность для выполнения операции подъема N_n ,

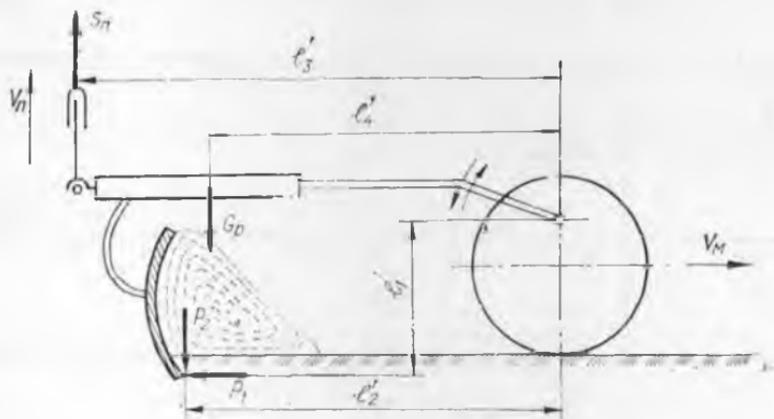


Рис. 28. Схема для определения усилия в механизме подъема отвала автогрейдера.

— кинематический расчет для обеспечения выбранной скорости v_n ,

— расчет деталей механизма подъема на прочность.

Для определения величины подъемного усилия S_n принимают следующее расчетное положение: отвал заглублен одной стороной, поднимается заглубленный конец отвала; на отвал действует максимальная горизонтальная составляющая реакции грунта P_1 (рис. 28). При этом возможны допущения: вертикальная составляющая реакции грунта препятствует подъему отвала; масса отвала с ножом; масса поворотного круга и всей тяговой рамы сосредоточены в центре тяжести системы; нагрузка воспринимается одним механизмом подъема.

Величина силы S_n без учета инерционных сил определяется:

$$S_n = \frac{G_D l'_4 + P_2 \cdot l'_2 - P_1 l'_1}{l'_3}$$

Соотношение сил P_1 и P_2 зависит от многих факторов. Для общего случая расчета можно принять $P_2 = 0,5 P_1$.

Детали подъемного механизма на прочность необходимо рассчитывать при заглублении ножа в грунт до упора. При этом надлежит выявить такое равновесное положение автогрейдера относительно точек опоры, при котором условная вертикальная реакция на конце

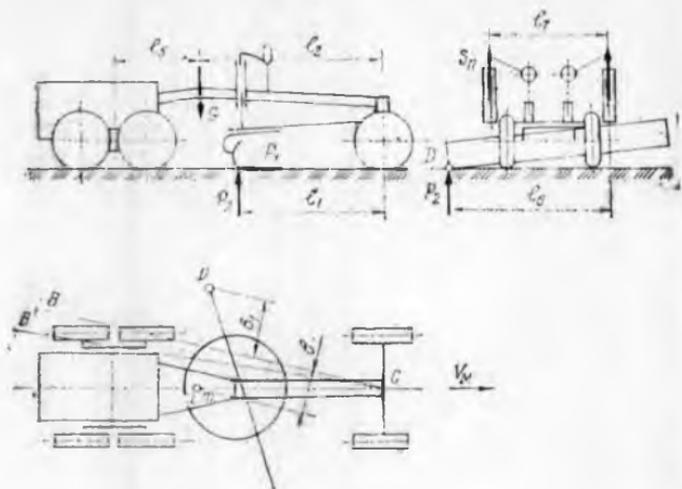


Рис. 29. Схема для определения максимальной нагрузки на механизм подъема отвала.

ножа в точке D будет иметь максимальное значение (рис. 29).

Из рассмотрения условий равновесия автогрейдера в плане могут быть два случая действия реакции грунта на нож:

1. В первом случае сила, действующая на нож,

$$P_2 = G \frac{l_5}{(l_2 + l_6 - l_1)}$$

2. Во втором случае: та же сила, действующая на нож,

$$P_2 = G \frac{v}{v_1},$$

где v — расстояние центра тяжести от оси опрокидывания,

v_1 — расстояние точки упора ножа от линии BC или $B'C$.

Величина вертикальной реакции в шарнире телескопической тяги может быть с некоторым допущением определена из выражения

$$S_{II} = \frac{P_2 l_8}{l_7}.$$

Здесь плечо l_0 следует взять соответствующим крайнему смещению отвала относительно поворотного круга, а величину P_2 — максимальной.

Проверке на прочность подлежат прежде всего штоки гидроцилиндров или телескопические тяги. По усилию S_n их проверяют на сжатие с учетом продольного изгиба:

$$\sigma_{сж} = \frac{S_n}{F_{ш}K},$$

где $F_{ш}$ — площадь сечения штока или тяги;

K — коэффициент уменьшения основного напряжения в зависимости от гибкости стержня.

Прочность проверяют также у шарниров подвески, кронштейнов и других деталей, нагружаемых при действии механизма подъема отвала.

Расчет диаметра гидроцилиндра подъема и опускания отвала. Гидросистема управления положением рабочего органа автогрейдера имеет исполнительный механизм в виде гидроцилиндров поступательного действия. По выходным параметрам этого механизма (усилие на штоке $S_{ш}$, скорость движения поршня v_n) определяют требуемую мощность N насоса с его соответствующими входными параметрами — давлением P и производительностью Q . Таким образом, мощность гидропривода может быть выражена через выходные и входные параметры следующей зависимостью:

$$N_r = C_1 P Q = C_2 S_{ш} v_n,$$

где C_1 и C_2 — переводные коэффициенты размерностей, а) для выражения N (кВт) при Q (л/мин) и P , мПа:

$$C_1 = \frac{1}{612},$$

б) для выражения N (кВт) при $S_{ш}$ (Н) и v_n (м/с)

$C_2 = \frac{1}{36}$; $S_{ш} = 0,5 S_n$ — усилие на штоке при двух гидроцилиндрах подъема отвала.

В предварительном расчете определяют расчетные выходные параметры исполнительного механизма:

$$\text{усилие } S_{np} = K_{з_у} S_{ш};$$

$$\text{скорость } V_{np} = K_{з_с} v_n;$$

$$\text{мощность } N_{np} = C_1 S_{np} V_{np} = C_1 K_{з_у} K_{з_с} S_{ш} v_n,$$

где $K_{зс}$ — коэффициент запаса по скорости, принимаемый 1,2 ... 1,4;

$K_{з\gamma}$ — коэффициент запаса по усилию, рекомендуется 1,15 ... 1,25.

Далее по заданному номинальному давлению P_n в системе определяют примерную полезную площадь цилиндра:

$$F_{ц} = \frac{S_{пр}}{P_n},$$

которая позволяет выбрать нормализованные значения диаметра $D_{ц}$ цилиндра и d штока, пользуясь известными соотношениями между ними (табл. 21).

21. Соотношение некоторых параметров силовых цилиндров

Параметр	Усилие на штоке, кН				
	до 10	12 ... 30	30 ... 60	60 ... 100	100
Давление в гидроцилиндре, МПа	до 5	6 ... 7	8 ... 10	12 ... 15	16 ... 20
Диаметр штока, d	(0,2 0,3) $D_{ц}$	(0,3 0,4) $D_{ц}$	0,5 $D_{ц}$	(0,6 0,7) $D_{ц}$	0,7 $D_{ц}$

Можно определить диаметр гидроцилиндров подъема и опускания отвала также из выражения

$$S_{ш} = P \frac{\pi D_{ц}^2}{4},$$

где P — принятое по табл. 19 давление в гидросистеме, МПа;

$D_{ц}$ — диаметр цилиндра, м,
отсюда

$$D_{ц} = \sqrt{\frac{4S_{ш}}{\pi P}},$$

где $S_{ш}$ — усилие на штоке цилиндра, принимаемое из условия вывешивания передней оси автогрейдера усилиями гидроцилиндров

$$S_{ш} = 0,5S_n K_{з\gamma}.$$

Механизм поворота отвала в современных автогрейдерах выполняется с гидравлическим приводом и предназначен для изменения угла захвата ножа.

Чтобы рассчитать поворотный механизм, необходимо:

— определить момент сопротивления повороту M_c , по которому затем подсчитать мощность, потребную для привода механизма поворота;

— определить усилия в деталях механизма поворота для расчета их на прочность.

При определении M_c в качестве расчетного берется положение, при котором автогрейдер стоит на максимальном поперечном уклоне и с отвалом, максимально смещенным относительно центра поворотного круга (рис. 30). Отвал для изменения угла захвата поворачивается только при выглубленном из грунта ноже:

$$M_c = M_T + M_G + M_J,$$

где M_c — полный момент сопротивления повороту отвала в период пуска;

M_T, M_G, M_J — моменты сопротивления повороту от сил трения в опорах; от составляющей силы тяжести вращающихся частей и от сил инерции.

Величины этих моментов подсчитывают по выражениям:

$$M_T = Fr_0, \quad M_G = G_n R \sin \beta,$$

$$M_J = J \frac{\omega}{t},$$

где $F = G_n \mu_3$ — сила трения, Н;

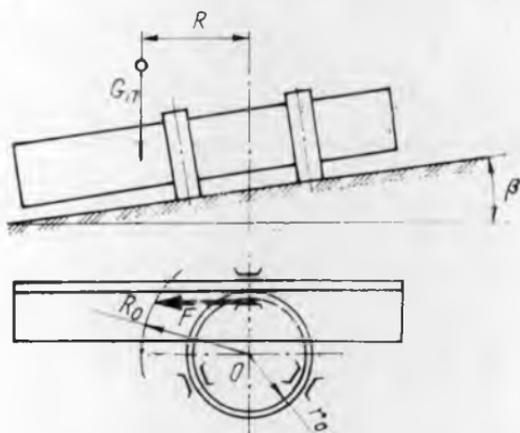


Рис. 30. Схема к расчету механизма поворота отвала автогрейдера.

G_n — суммарная сила тяжести поворачивающихся частей, Н;

μ_3 — коэффициент трения стали о сталь, равный 0,15;

r_0 — радиус приложения силы трения, м;

R_0 — радиус расположения центра тяжести частей, вращающихся вокруг центра поворотного круга точки О, м;

β — угол поперечного наклона автогрейдера, град;

ω — окружная скорость поворота, принимаемая 0,4 — 0,6, 1/с;

t — время разгона, равное примерно 0,5 с;

J — момент инерции вращающихся частей, кг. м².

Величина крутящего момента двигателя, необходимая для преодоления сопротивлений при работе механизма поворота отвала, составляет:

$$M_{\text{пов}} = \frac{M_c}{U_{\text{пов}} \eta_{\text{пов}}},$$

где $U_{\text{пов}}$ и $\eta_{\text{пов}}$ — передаточное число и КПД передач от двигателя до оси поворотного круга.

С учетом потери мощности на обкатывание поворотной шестерни по зубчатому венцу поворотного круга,

$$N_{\text{пов}} = \frac{K_3 M_{\text{пов}} n_{\text{дв}}}{9550},$$

где K_3 — коэффициент запаса, принимаемый равным 1,25;

$n_{\text{дв}}$ — число оборотов коленчатого вала двигателя, об/мин.

Детали механизма поворота отвала на прочность рассчитывают для такого положения, при котором отвал максимально вынесен в сторону и установлен перпендикулярно продольной оси автогрейдера, а к концу приложена максимально возможная реакция грунта P_2 .

Усилия в деталях механизма поворота отвала определяются величиной расчетного момента M_p , создаваемого этой реакцией с учетом коэффициента динамичности K_d :

$$M_p = K_d P_2 l_n,$$

где l_n — плечо приложения реакции P_2 относительно оси вращения поворотного круга, м;

K_d — коэффициент динамичности, равный 1,1 — 1,3.

Механизм наклона колес. В современных конструкциях автогрейдеров возможен наклон по отношению к вертикальной оси до 30° . На автогрейдерах со всеми ведущими осями механизм наклона колес не устанавливается. Конструктивно механизмы наклона передних колес выполняют либо с гидравлической, либо с зубчатой передачей. В том и другом случае максимальное усилие в механизме наклона будет возникать при выведении колес из наклонного положения в вертикальное.

С методикой определения приложенных сил к штоку гидроцилиндра или к зубчатому сегменту при зубчатой передаче, определению мощностей и прочностного расчета штока на сжатие с учетом продольного изгиба и определения диаметра гидроцилиндра можно ознакомиться по литературе.

Механизм рулевого управления. В автогрейдере он выполняет поворот его управляемых колес. В современных конструкциях используют механическое рулевое управление с гидравлическим или пневматическим усилителем. Усилие, прилагаемое грейдеристом к рулевому штурвалу, передается на управляемые колеса с помощью карданной передачи, винтового или червячного рулевого механизма, усилителя и системы рулевых тяг.

Максимальное усилие, прикладываемое грейдеристом к рулевому штурвалу,

$$P_{\text{шmax}} = \frac{M_{c_1}}{R_{\text{ш}} U_p \eta_p},$$

где M_{c_1} — суммарный момент сопротивления повороту колес;

$R_{\text{ш}}$ — радиус рулевого штурвала, равный 0,2...
... 0,275 м;

U_p — общее передаточное число рулевого управления;

η_p — КПД рулевого механизма.

Усилие $P_{\text{шmax}}$, вычисленное по формуле, не должно превышать 400 Н. В противном случае нужно обязательно предусмотреть усилитель рулевого управления. В современных конструкциях обычно используют гидравлический усилитель рулевого управления, причем его цилиндр и распределитель чаще всего выполняют в блоке с исполнительным рулевым механизмом.

Усилие P_y , которое должен развивать гидроусилитель, определяют по формуле

$$P_y = (P_{\text{шmax}} - P) \frac{U_p \eta_p}{U_y \eta_y},$$

где P — действительное усилие, прикладываемое грейдером к штурвальному колесу, выбираемое в пределах 150...2000 Н;

U_y, η_y — передаточное отношение и КПД от исполнительного рулевого механизма до управляемого колеса.

По найденному усилию P_y и с учетом давления жидкости в гидросистеме P назначается площадь поршня гидроусилителя:

$$F = \frac{P_y}{P},$$

а также рассчитываются детали гидроусилителя на прочность.

§ 6. Общий расчет автогрейдера на прочность

Все элементы конструкции автогрейдера можно разделить на следующие группы:

— узлы и детали трансмиссии, передающие крутящий момент от двигателя к ведущим колесам (коробка передач, карданные валы, раздаточные редукторы и т. п.);

— узлы и детали металлоконструкций автогрейдера и рабочих органов (основная и тяговая рамы, мосты, отвал и т. п.);

— узлы и детали привода рабочих органов (гидравлические цилиндры, редукторы, штанги и т. п.).

Элементы первой и третьей групп рассчитывают по методам, принятым для деталей машин общего назначения. Ниже приводится методика расчета основной и тяговой рам автогрейдера, так как расчет их имеет некоторые особенности. При этом рассматриваются два положения:

1. Автогрейдер работает в обычных условиях эксплуатации и на его узлы действуют нормальные внешние нагрузки. Они могут быть как постоянными, так и знакопеременными.

2. Автогрейдер встречает мгновенное препятствие и оказывается нагруженным так называемыми случайными нагрузками.

Расчет основной рамы автогрейдера.

Первое расчетное положение Наиболее неблагоприятные условия возникают в конце зарезания, когда отвал режет грунт одним концом, опущенным настолько, что передний мост вывешен и упирается в край кювета, задние колеса буксуют на месте, работа производится на поперечном уклоне с углом $\beta = 12-16^\circ$. В этих условиях основная рама нагружена следующими нормальными нагрузками (рис. 31). В центре тяжести автогрейдера сосредоточивается сила массы G . Координаты H_1 и L_5 центра тяжести современных автогрейдеров приблизительно определяются из соотношений

$$H_1 = r_c + 0,5,$$

где r_c — статический радиус колес, м.

$$L_5 = (0,25 \dots 0,3) L_0,$$

где L_0 — колесная база, м.

В центре тяжести автогрейдера сосредоточивается равнодействующая P_j инерционных сил. Они возникают при торможении машины. Аналитическое определение этих сил затруднительно. Поэтому для расчета рекомендуется формула, полученная ВНИИстройдормашем экспериментально:

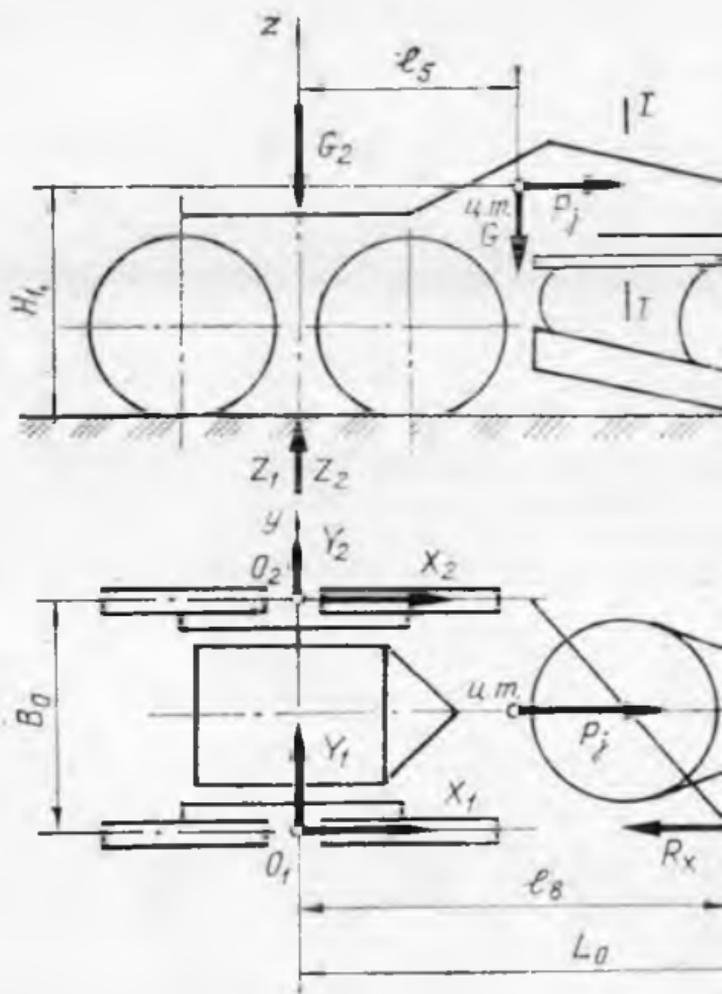
$$P_j = (K_d - 1) \varphi_{\max} G_2,$$

где K_d — коэффициент динамичности, принимаемый для первого расчетного положения 1,15 ... 1,2;

G_2 — сила тяжести автогрейдера, приходящаяся на его задний мост.

В точке O , которой обозначен конец режущей кромки ножа отвала, сосредотачиваются усилия R_x , R_y и R_z , возникающие в результате сопротивления грунта резанию.

В точках O_1 и O_2 , соответствующих проекциям середины балансиров на опорную поверхность, действуют вертикальные реакции Z_1 и Z_2 , свободные силы тяги X_1 и X_2 , боковые реакции Y_1 и Y_2 .



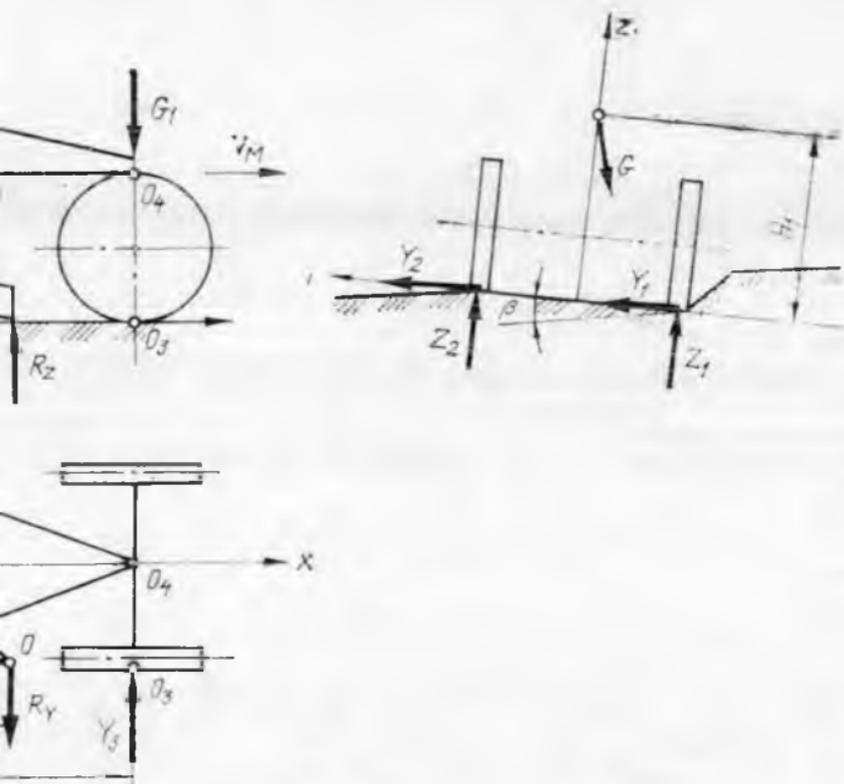


Рис. 31. Схема сил, действующих на автогрейдер в 1 расчетном случае.

Силы тяги правого и левого задних колес могут быть выражены через вертикальные реакции:

$$X_1 = Z_1 \varphi_{\max},$$

$$X_2 = Z_2 \varphi_{\max};$$

боковые реакции:

$$Y_1 = Y_2 \approx 0,5 G_2 \sin \beta.$$

В точке O_3 , в которой передний мост касается кювета, возникает боковая реакция Y_3 . Неизвестными силами и реакциями являются R_x , R_y , R_z , Z_1 , Z_2 , Z_3 и Y_3 . Их можно определить, составляя следующие уравнения равновесия:

$$\sum X = 0. \quad X_1 + X_2 + P_j - R_x = 0;$$

$$\sum Y = 0. \quad Y_1 + Y_2 - G \sin \beta + Y_3 - R_y = 0;$$

$$\sum Z = 0. \quad Z_1 + Z_2 - G \cos \beta + R_z = 0;$$

$$\sum M_x = 0. \quad G \cos \beta 0,5 B_0 - Z_2 B_0 - G \sin \beta H_1 = 0;$$

$$\sum M_y = 0. \quad P_z l_8 - G \cos \beta l_5 - P_j H_1 = 0;$$

$$\sum M_z = 0. \quad (Y_1 + Y_2) l_8 + X_2 B_0 + 0,5 P_j B_0 + G \sin \beta (l_8 - l_5) - Y_3 (L_0 - l_8) = 0.$$

Используя значения X_1 и X_2 и решая систему уравнений, получаем

$$P_z = \frac{G}{l_8} [l_5 \cos \beta + (K_n - 1) \varphi_{\max} H_1];$$

$$Z_1 = G \cos \beta - Z_2 - R_z;$$

$$Z_2 = \left| 0,5 \cos \beta - \sin \beta \frac{H_1}{B_0} \right| G;$$

$$X_1 = Z_1 \varphi_{\max}; \quad X_2 = Z_2 \varphi_{\max};$$

$$Y_2 = \frac{2Y_1 l_8 + X_2 B_0 + 0,5 P_j B_0 + G \sin \beta (l_8 - l_5)}{L_0 - l_8};$$

$$R_y = Y_1 + Y_2 + Y_3 - G \sin \beta;$$

$$R_x = X_1 + X_2 + P_j.$$

Усилие в переднем шаровом шарнире (точка O_4 на рис. 32):

$$Z_4 = \frac{R_x c - R_z m}{n}; \quad Y_4 = \frac{0,5 R_x b_2 + R_y m}{n}; \quad X_4 = R_x.$$

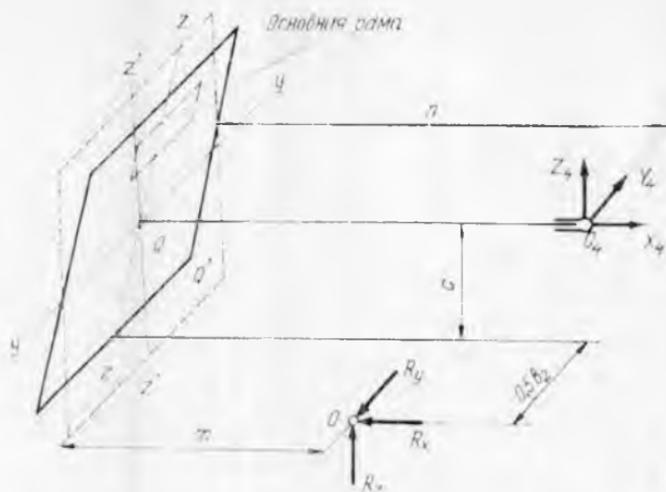


Рис. 32. Схема сил, действующих на передний шаровой шарнир.

Определив все силовые факторы основной рамы, необходимо подсчитать возникающие в ней напряжения. Основные рамы отечественных авгогрейдеров изготовляют сварными из швеллеров и листовой стали или из трубы, т. е. сечение рамы бывает либо коробчатым, либо круглым. Зная геометрические размеры сечения рамы и ее форму, по формулам сопротивления материалов подсчитывают возникающие в ней максимальные напряжения:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma_{\text{сум}}^2 + 4\tau^2},$$

где $\sigma_{\text{сум}}$ — суммарное напряжение от изгиба и растяжения (сжатия);

τ — напряжение от кручения.

$$\sigma_{\text{сум}} = \frac{M_{\text{н}}^{\text{в}}}{W_y} + \frac{M_{\text{н}}^{\text{г}}}{W_z} + \frac{P}{F}; \quad \tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p},$$

где $M_{\text{н}}^{\text{в}}$ и $M_{\text{н}}^{\text{г}}$ — суммарные изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях;

P — растягивающее (сжимающее) усилие;

$M_{\text{кр}}$ — суммарный крутящий момент, действующий на расчетное сечение;

W_y, W_z, W_p и F — соответственно моменты сопротивления сечения изгибу и кручению и площадь этого сечения.

Возникающие в опасном сечении I—I основные напряжения от воздействия на нее силовых факторов, действующих слева и справа от сечения, подсчитывают раздельно и принимают в расчет наибольшее

Полученные в процессе расчета рабочие напряжения сравнивают с допускаемыми $[\sigma]$. Причем во всех случаях

$$\sigma_p \leq [\sigma].$$

Значение допускаемого напряжения вычисляют в соответствии с пределом текучести материала данного элемента:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n]},$$

где σ_T — напряжение, соответствующее пределу текучести материала;

n — требуемый коэффициент запаса прочности. Его можно принять $n = 1,3 \dots 1,7$.

Второе расчетное положение. Этот случай соответствует действию нагрузок, возникающих при встрече автогрейдеров с труднопреодолимыми препятствиями. На величину нагрузок в основном влияют масса машины и препятствия и скорость в момент столкновения

Примем, что жесткость и масса препятствия во много раз больше жесткости и массы автогрейдера. Тогда величина нагрузки на основную раму автогрейдера зависит только от его жесткости, массы и скорости столкновения. Для определения динамических нагрузок представим автогрейдер в виде жесткой рамы с массой, расположенной в центре тяжести (рис. 33).

Например, податливость металлоконструкции сосредоточена в точке О (место контакта отвала с препятствием) в виде пружины с жесткостью C_1 , соответствующей жесткости металлоконструкции автогрейдера.

Шины заменим пружинами с жесткостью C_2 , расположенными на осях

Суммарная жесткость:

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1,5H_1^2}{L_0^2} \frac{1}{C_2}}.$$

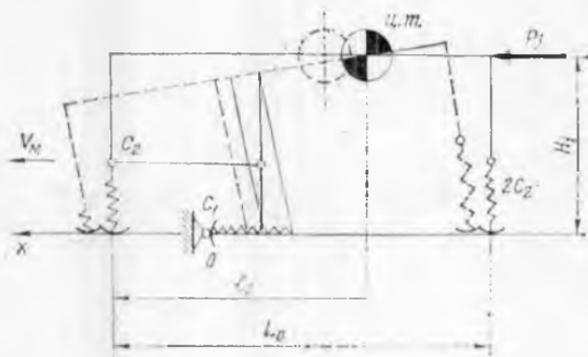


Рис. 33. Схема сил для определения динамической нагрузки.

Жесткости C_1 металлоконструкции в направлении оси X показаны на графике (рис. 34). Динамические жесткости некоторых моделей шин $C_{ш}$ приведены в табл. 22. Суммарная жесткость передних колес $C_2 = 2C_{ш}$. Суммарная жесткость задних колес $2C_2 = 4C_{ш}$. Дополнительная динамическая нагрузка, кН

$$P_j = 0,001 v \sqrt{Cm},$$

где m — масса автогрейдера, кг;

v — скорость автогрейдера в момент встречи ножа с препятствием, м/с;

C — суммарная жесткость, н/м.

22. Динамическая жесткость шин, н/м

Обозначение шины	Нагрузка, кН	Жесткость при давлении воздуха в шинах, МПа			
		0,25	0,19	0,13	0,07
16.00 — 24	25,00 — 35,00	450	375	300	250
12.00 — 20	15,00	550	—	—	—
1140 × 700	25,00 — 35,00	—	575	425	425

Наибольших значений динамические нагрузки достигают при планировочных работах, так как в этом случае автогрейдер работает на повышенных скоростях при малом буксовании ведущих колес. На рис. 35 показано положение автогрейдера при наезде выступающим краем отвала на препятствие и действующие силы.

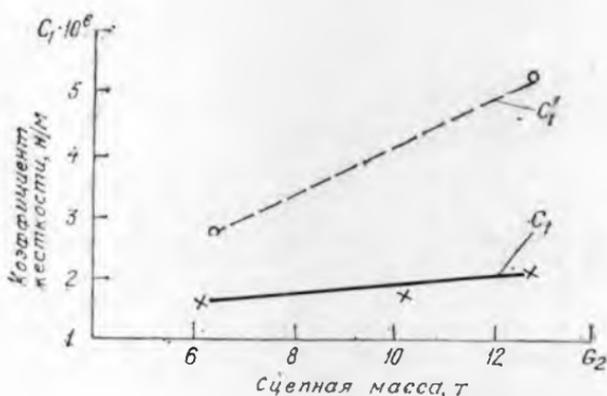


Рис. 34. Зависимость $C_1=f(G_2)$.

В точке 0 (точка контакта с препятствием) действуют силы R_x и R_y . В центре тяжести машины действуют силы тяжести G и дополнительное динамическое усилие P_f .

При внезапной встрече с жестким препятствием ведущие колеса за счет инерции вращающихся частей пробуксовывают. Возникающие при этом боковые силы

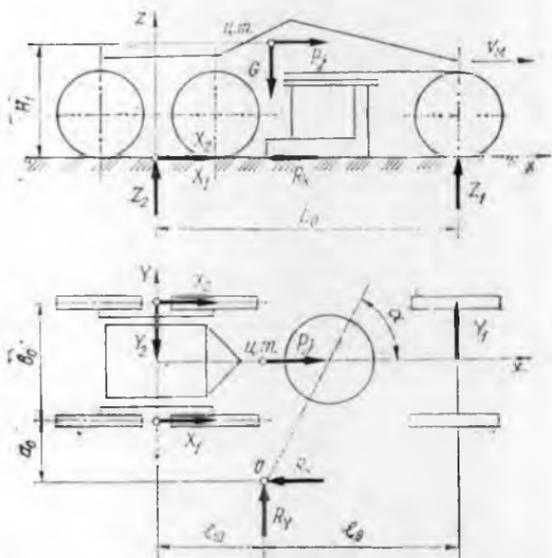


Рис. 35. Схема сил, действующих во II расчетном случае.

и опорные реакции находят из следующих соотношений:

$$Z_1 = G_1 + P_f \frac{H_1}{L_0}; \quad Z_2 = G_2 - P_f \frac{H_1}{L_0}; \quad Y_1 = Z_1 \varphi_{\max};$$

$$Y_2 = \frac{X_1 (B_0 + 2a) + P_f (a_1 + 0,5B_0) - Y_1 l_0}{l_{10}}; \quad R_2 = 0;$$

$$X_1 = X_2 = 0,5X = 0,5Z_2 \varphi_{\max}; \quad R_y = Y_1 - Y_2;$$

$$R_x = X + P_f.$$

Второе расчетное положение напряжения в сечении I—I определяют силовыми факторами, действующими справа от него, т. е. со стороны переднего моста.

Максимальное напряжение в сечении не должно превышать допускаемое:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma_{\text{сум}}^2 + 4\tau^2} \leq |\sigma| = \frac{\sigma_T}{n}.$$

Величина допускаемого напряжения при расчете на случайную нагрузку может быть принята более высокой, чем при расчете на нагрузки нормальные.

Расчет тяговой рамы автогрейдера. Расчет приведен для автогрейдера с колесной формулой 1×3×3. Нож отвала автогрейдера в процессе резания встречает поверхностный слой плотного грунта или под твердым слоем оказывается более рыхлый. Отвал стремится заглубиться, вертикальная составляющая на ноже в это время направлена вниз, ведущие колеса находятся на пределе полного буксования.

Положение автогрейдера и тяговой рамы, соответствующее этому случаю, показано на рис. 36а. Усилия приложены в следующих точках: точка О — конец режущей кромки ножа отвала. Действуют усилия: горизонтальное R_x , боковое R_y , вертикальное R_z ; точки O_1 и O_2 — проекции середины балансира на опорную поверхность. Действуют вертикальные реакции Z_1, Z_2 и силы тяги X_1, X_2 .

Точки O_3 и O_4 — точки контакта передних колес с грунтом. Действуют вертикальные реакции Z_3, Z_4 и силы тяги X_3 и X_4 .

По осям O_1-O_2 и O_3-O_4 действуют боковые усилия Y_1 и Y_{11} . Сила тяжести автогрейдера сосредоточена в его центре, там же приложена равнодействующая сил инерции.

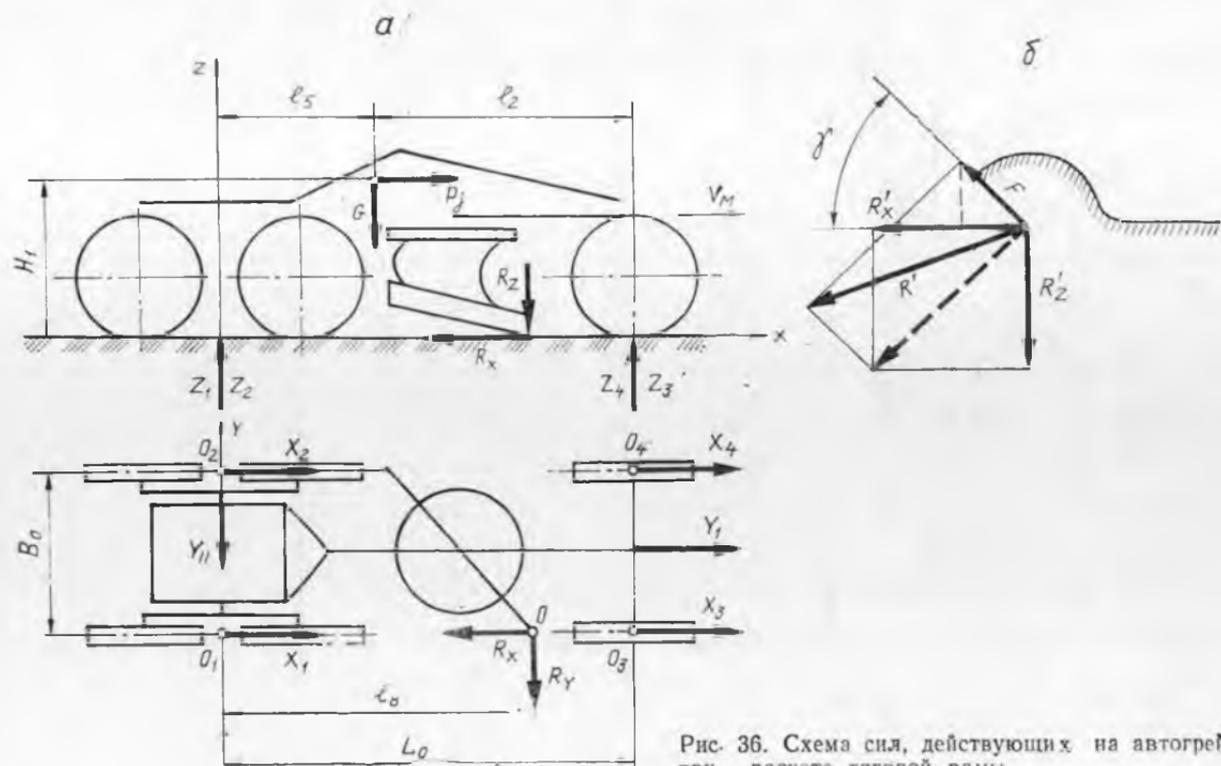


Рис. 36. Схема сил, действующих на автогрейдер при расчете тяговой рамы.

Из схемы сил на ноже, показанной на рис. 366, имеем:

$$\left. \begin{aligned} R'_z &= R'_x \operatorname{ctg} \gamma; & F &= R'_x \frac{\mu}{\cos \gamma}; & R_x &= R'_x + \\ & & & & & + F \cos \gamma = R'_x (1 + \mu_2) \\ R &= R'_z - F \sin \gamma = R'_x (1 - \mu) \operatorname{tg} \gamma, \end{aligned} \right\}$$

где γ — угол резания;

μ_2 — коэффициент трения грунта об отвал.

Остальные силы в общем случае определить не удастся, поэтому расчет ведется для двух предельных состояний.

Первое предельное состояние. Принимаем, что боковая реакция, действующая по оси O_1-O_2 , $Y_{II}=0$, т. е. все сцепление идет только на создание силы тяги.

Боковая реакция, действующая по оси O_3-O_4 , возникает от эксцентричного приложения сил сопротивления на отвале. Составляя уравнение равновесия, получим:

$$R_z = \frac{G \varphi_{\max} + P_j}{\frac{1 + \mu_2}{1 - \mu_2} \operatorname{ctg} \gamma - \varphi_{\max}} \frac{L_0 - l_8}{L_0}; \quad R_x = (G + R_z) \varphi_{\max} + P_j;$$

$$Z_1 = 0,5 G_2 - 0,5 P_j \frac{H_1}{L_0} + R_z \frac{L_0 - l_8}{L_0};$$

$$Z_2 = 0,5 G_2 - 0,5 P_j \frac{H_1}{L_0}; \quad Z_3 = 0,5 G_1 + P_j \frac{H_1}{2L_0} + R_z \frac{1}{L_0};$$

$$Z_4 = 0,5 G_1 + 0,5 P_j \frac{H_1}{L_0}; \quad P_j = (\kappa_{\pi} - 1) \gamma_{\max} G_2;$$

$$Y_I = \frac{G + P_j}{2(L_0 - l_8)} B_0; \quad Y_{II} = 0; \quad R_y = Y_1.$$

Второе предельное состояние является основным для автогрейдеров с колесными формулами $1 \times 2 \times 3$ и $1 \times 1 \times 2$. Принимаем, что передний мост — ведомый и воспринимает только боковую реакцию по пределу сцепления. Боковая реакция на задних мостах возникает за счет упора боковых поверхностей шины в грунт. В этом случае имеем

$$R_x = \frac{G_2 \varphi_{\max} + P_j}{\frac{1 + \mu_2}{1 - \mu_2} \frac{L_0 - l_8}{L_0} \varphi_{\max}}$$

$$R_x = \left(G_2 + R_z \frac{L_0 - l_8}{L_0} \right) \varphi_{\max} + P_j.$$

Величины вертикальных реакций Z_1 , Z_2 , Z_3 и Z_4 подсчитывают по формулам первого предельного состояния.

Боковая реакция на переднем мосту

$$Y_1 = \left(G + \frac{l_8}{L_0} R_z + P_l \frac{H_1}{L_0} \right) \varphi_{\sigma_{\max}},$$

где $\varphi_{\sigma_{\max}} = \varphi_{\max} + f$ — максимальный коэффициент бокового сдвига;

f — коэффициент сопротивления перекатыванию.

Боковая составляющая в точке O $R_y = Y_1 + Y_{11}$.

Для выполнения расчета на прочность для обоих расчетных случаев надо найти усилия в шаровом шарнире. Эти усилия определяют тем же способом, что и при расчете основной рамы.

6. РАСЧЕТ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

§ 1. Общие положения. Выбор и обоснование конструктивно-кинематической схемы

При разработке проекта универсального одноковшового экскаватора, имеющего дизель с электрическим либо с гидравлическим приводом, настоящее пособие может быть использовано в качестве общей схемы решения. Это потребует от проектанта определенной самостоятельности в принятии решений. Творческого подхода потребует также выбор наиболее рациональной конструктивно-кинематической схемы экскаватора, методов расчета элементов экскаватора на аварийные нагрузки, усталость и износ. Весьма важными, по существу нерешенными, являются вопросы автоматизации отдельных элементов рабочего цикла одноковшового экскаватора.

Ниже изложен обязательный расчетный материал по экскаваторам, а индивидуальное задание на разработку отдельных разделов проекта выдает руководитель в соответствии с заданием. В нем должны содержаться (ориентировочно) следующие исходные данные: тип рабочего оборудования, емкость ковша (класс экскавато-

ра), высшая категория разрабатываемого грунта, тип привода рабочего оборудования и тип ходового оборудования

Выбор конструктивно-кинематической схемы экскаватора представляет собой особенно ответственный этап проектирования, поскольку в результате должен сложиться общий инженерный замысел конструкции. Успешное его решение возможно при условии изучения и анализа опыта отечественного и зарубежного экскаваторостроения, чертежей и натуральных образцов машин, особенно если они по своим параметрам близки к проектируемому экскаватору.

Изложение этого раздела в расчетно-пояснительной записке должно быть представлено в виде краткого описания проектируемого экскаватора с обоснованием принципиальных решений по конструкции его рабочего оборудования, отдельных узлов, кинематической схемы и т. п.

Выбирая тип ковша, необходимо иметь в виду, что ковш с полукруглой режущей кромкой обычно на 15—20% легче ковшей с зубьями, и при работе в легких грунтах снижает энергоемкость процесса копания на 10—30%.

Ковши с зубьями целесообразны при разработке относительно твердых пород, малыми сечениями стружки, тогда как ковши с гладкой режущей кромкой пригодны для разработки легких грунтов более толстой стружкой.

Выбирая конструкцию стрелы и рукояти прямой лопаты, целесообразно ориентироваться на однобалочную внутреннюю рукоять с трубчатым поперечным сечением и двухбалочную стрелу коробчатого сечения. Подобная конструкция рабочего оборудования прямой лопаты позволяет получить наименьшую массу подвижных частей для универсального экскаватора и при равных условиях снизить необходимое усилие подъема.

Стрелы драглайнов одноковшовых универсальных экскаваторов, как правило, имеют решетчатую конструкцию, а стрелы и рукояти обратных лопат — однобалочные, сварные, коробчатого сечения.

Напорный механизм у большинства современных универсальных экскаваторов принимается либо независимый, либо комбинированный. При одномоторном приводе следует учитывать достоинства напорного меха-

низма с канатным приводом. Он не сложен в изготовлении, прост в эксплуатации и обеспечивает снижение динамических нагрузок за счет эластичности канатов. Экскаваторы с емкостью ковша до $0,4\text{ м}^3$ обычно выполняют без напорного механизма.

Кинематические схемы универсальных одноковшовых экскаваторов должны удовлетворять предъявляемым требованиям.

В качестве главной муфты у универсальных одноковшовых экскаваторов используют фрикционные муфты (при работе машины в легких и средних однородных грунтах), турбомуфты и турботрансформаторы (при работе машины в тяжелых, неоднородных грунтах). Последние позволяют предохранить двигатель от динамических нагрузок, возникающих на исполнительном органе и передаваемых на выходной вал турботрансформатора, а также эксплуатировать его при наиболее выгодных режимах работы.

Главные лебедки универсальных одномоторных экскаваторов с емкостью ковша свыше $0,75\text{ м}^3$ целесообразно выполнять одновальными, с емкостью ковша до $0,75\text{ м}^3$ компоновкой механизмов с одновальной и двухвальной лебедкой.

В проектируемых одноковшовых экскаваторах желательны пневмокамерные фрикционные муфты, легко регулируемые. Они обеспечивают плавное включение и снижение динамических нагрузок.

Опорно-поворотные устройства экскаваторов желательно выполнять шариковыми или роликовыми. Они способны воспринимать как вертикальную нагрузку, так и опрокидывающий момент. Такая конструкция, несмотря на сложность изготовления, обеспечивает плавную и надежную работу экскаватора.

В ходовых устройствах пневмоколесных экскаваторов целесообразно использовать унифицированные детали и узлы отечественных грузовых автомобилей. Поворотные платформы и ходовые рамы гусеничных тележек универсальных одноковшовых экскаваторов выполняют сварными или комбинированными (с литыми элементами); нижние ходовые рамы литыми, сварными или комбинированными.

Принятые решения, описание конструкции каждого узла, разрабатываемого в проекте, обосновываются в расчетно-пояснительной записке.

§ 2. Определение основных параметров экскаватора

Основные параметры экскаватора и его узлов можно ориентировочно установить, пользуясь законом подобия.

Приблизительная масса экскаватора может быть установлена в зависимости от емкости ковша или по подобию:

$$G_1 = \frac{q_1}{q_2} G_2,$$

где q_1 и q_2 — соответственно емкость проектируемого экскаватора и прототипа;

G_1 и G_2 — соответственно масса проектируемого экскаватора и прототипа.

Можно воспользоваться показателями массы одноковшовых экскаваторов, приведенными в литературе. При этом она не должна превышать допускаемую ГОСТом 17343—71 для экскаваторов с данной емкостью ковша.

Конструктивные параметры экскаватора (наибольший радиус копания, наибольшая высота копания, наибольший радиус выгрузки экскаватора) можно определить по справочной литературе. При этом их значения не должны быть меньше предусмотренных ГОСТом 17343—71.

В соответствии с принятой конструкцией, ориентировочные размеры сечений стрелы и рукояти, размеры ковшей с зубьями и с полукруглой гладкой режущей кромкой, параметры экскаватора-драглайна, обратной лопаты и др. можно определить по справочной литературе (7,8,10). Результаты расчетов основных узлов экскаватора желательно свести в таблицу.

В заключение данного раздела (в расчетно-пояснительной записке) необходимо в масштабе вычертить конструктивную схему экскаватора.

§ 3. Расчет подъемного механизма прямой лопаты

Расчет сводится к определению усилия и скорости подъема, мощности на привод механизма подъема, определению диаметра каната полиспаста подъема ковша, а также продолжительности процесса копания грунта.

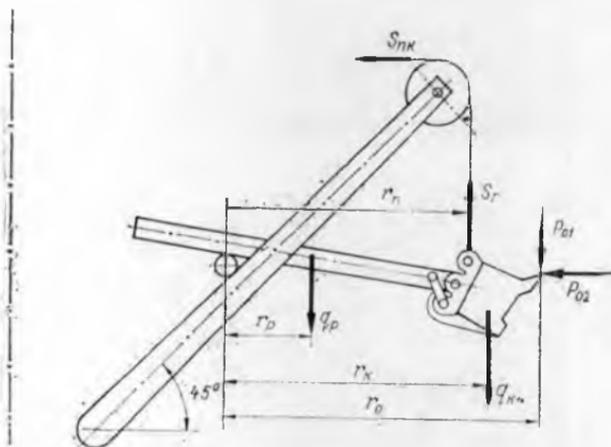


Рис. 37. Схема для определений усилий на зубьях ковша.

Усилие подъема ковша (S_n) рассчитывают для случая, при котором подъемный полиспаст занимает вертикальное положение: линия, соединяющая конец зуба с осью напорного вала горизонтальна, стрела установлена под углом 45° к горизонту (рис. 37).

Из уравнения моментов всех сил относительно оси напорного вала:

$$S_n = \frac{1}{r_n} (P_{01} r_0 + q_{к+г} r_k + q_p r_p),$$

где r_0 , r_k , r_p и r_n — плечи действия сил, определяемые по рис. 37, вычерченному в масштабе, м;

P_{01} — касательная, составляющая силы сопротивления грунта копанию, Н;

$q_{к+г}$ — сила тяжести ковша с грунтом, Н;

q_p — сила тяжести рукояти, Н.

С достаточной степенью точности P_{01} можно определить по упрощенной формуле

$$P_{01} = Kvh,$$

где K — удельное сопротивление грунта копанию, равное для ковшей с зубьями при разработке легких грунтов 16–18 КПа, средних — 25–26

КПа и тяжелых — 32 — 35 КПа. Большие значения K принимать для ковшей с малой скоростью, для ковшей с полукруглой, гладкой режущей кромкой K следует уменьшать на 15 — 25%;

v — ширина ковша, м;

h — толщина стружки, м.

Наибольшую толщину срезаемой стружки определяют по формуле

$$h_{\max} = \frac{qK_{\Pi}}{6HK_p},$$

где q — геометрическая емкость ковша, м³;

K_{Π} — коэффициент наполнения;

H — высота напорного вала, м;

K_p — коэффициент разрыхления грунта.

Массу грунта в ковше можно определить из выражения

$$q_r = \frac{q}{K_p} \gamma,$$

где γ — объемная масса грунта (18—25 кН/м³).

Мощность механизма подъема определяют из выражения

$$N_{\Pi} = \frac{S_{\Pi} v_{\Pi}}{\eta_{\Pi}},$$

где v_{Π} — скорость подъема блока ковша, м/с, выбирается по [8].

Большое значение скорости принимают для экскаватора, предназначенного для работы на легких грунтах, а также имеющего большие размеры рабочего оборудования. Для экскаватора, оборудованного зависимым напорным механизмом, величину скорости подъема ковша следует увеличивать на 23 — 45%;

η_{Π} — КПД передачи механизма подъема:

$$\eta_{\Pi} = \eta_m \eta_b^m;$$

η_m — КПД передачи механизма от двигателя до барабана (0,83—0,87);

η_b — КПД одного блока (0,95—0,98);

m — суммарное число блоков полиспаста подъема и обводных блоков.

Далее необходимо определить диаметр каната полиспаста, подобрать тип каната и указать его конструкцию, руководствуясь ГОСТом.

§ 4 Расчет напорного механизма прямой лопаты

Расчет сводится к определению активного напорного усилия и скорости напора, диаметров соответствующих барабанов и канатов, мощности напорного механизма.

Активное напорное усилие S_n необходимо рассчитать для трех положений (рис. 38). Первое из них соответствует началу копания, когда рукоять вертикальна, угол наклона стрелы к горизонту $\alpha_c = 60^\circ$, сила S_n равна расчетному значению, ковш пустой, отношение

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = 0,5.$$

Второе расчетное положение соответствует концу копания. При этом рукоять расположена на уровне напорного вала, ковш наполнен грунтом, отношение

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = 0,2.$$

Третье расчетное положение соответствует выдвиганию рукояти на полный вылет с подъемом ковша в крайнее верхнее положение, отношение

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = 0,$$

т. е. реакция грунта отсутствует.

Напорное усилие можно определить аналитически или графически — построением многоугольника сил, действующих на ковш с рукоятью. На рис. 38 приведен графический способ определения напорного усилия для указанных положений. Для первого и второго расчетного положений напорное усилие должно преодолевать нормальную составляющую сопротивления грунта копанию P_{02} и горизонтальную составляющую подъемного усилия. В третьем положении напорное усилие удерживает рукоять с ковшом, наполненным грунтом. На графиках определены напорное усилие S_n , нормальная реакция в седловом подшипнике N_c и результирующая этих сил R_c .

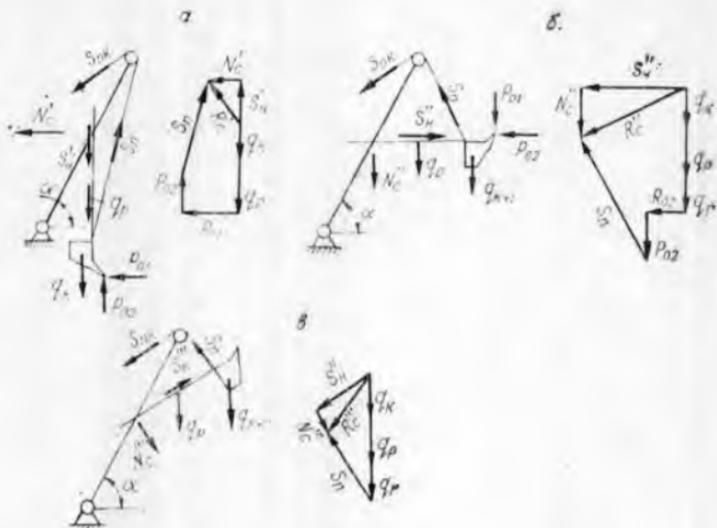


Рис. 38. Схема для определения напорного усилия прямой лопаты.

За усилие напора при расчете независимого и зависимого напорных механизмов принимают наибольшее из значений S_{n1} , найденных в двух указанных положениях. По значению S_{n1} , полученному для третьего положения, рассчитывают тормоза и независимую часть комбинированного напорного механизма.

Скорость напора v_n выбирается, исходя из условия полного выдвижения рукояти за время копания:

$$v_n = \frac{l_{XP}}{t_k},$$

где l_{XP} — наибольший ход рукояти, м;

t_k — продолжительность копания, с.

При независимом напоре скорость выдвижения рукояти может быть принята:

$$v_n = 0,8 v_{n1},$$

при комбинированном напоре:

$$v_n = (0,8 \dots 0,9) v_{n1}.$$

Мощность напорного механизма:

$$N_n = \frac{S_n v_n}{\eta_n},$$

где η_n — КПД напорного механизма.

§5. Расчет основных механизмов обратной лопаты

Расчет сводится к определению тягового усилия S_T и усилия в полиспасте S_{II} подъема рабочего оборудования (рис. 39).

Толщина срезаемой стружки определяется так же, как и при оборудовании экскаватора прямой лопатой. Расчетное тяговое усилие S_T устанавливается для положения в конце копания, т. е. когда на ковш действует максимальное сопротивление грунта копанию

Из уравнения моментов сил относительно шарнира крепления рукоятки к стреле (точка А) определяем:

$$S_T = \frac{P_{01} l_5 + P_{02} l_6 + q_{к+г} l_4 + q_p l_2 + S_{II} l_1}{l_3}$$

где $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6$ — плечи действующих сил на схеме, вычерченной в масштабе.

Мощность привода тягового механизма выводится из формулы

$$N_T = \frac{S_T v_T}{\eta_T},$$

где v_T — скорость движения тягового полиспаста, м/с;
 η_T — КПД тягового механизма.

Усилие в полиспасте подъема обратной лопаты определяется для того же расчетного положения из уравнения моментов сил, действующих на рабочее оборудование, относительно пяты стрелы (точка Б):

$$S_{II} = \frac{q_{к+г} l_{10} + q_c l_8 + q_p l_9}{l_7}$$

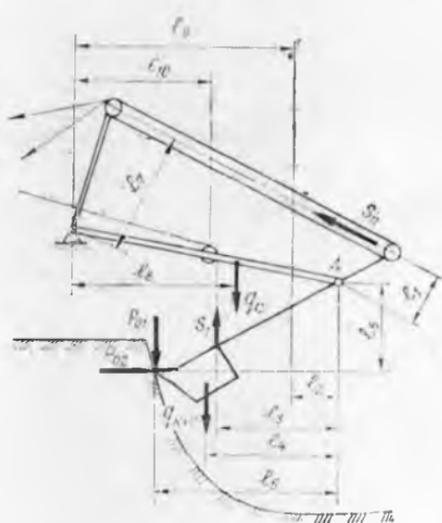


Рис. 39. Схема для определения тягового и подъемного усилий обратной лопаты.

где q_c — сила тяжести стрелы, Н;
 l_8, l_9, l_{10} — плечи действующих сил, м.

Скорость подъема выбирают исходя из необходимости подъема рабочего оборудования в положение выгрузки (стрела под углом $\alpha_c = 60^\circ$ к горизонту) за время поворота платформы на угол 90° . Практически скорость подъема составляет 0,25—0,35 м/с.

§ 6. Расчет основных механизмов драглайна

Расчет сводится к определению длины наполнения ковша $L_{\text{н}}$, тягового усилия $S_{\text{т}}$, подъемного усилия $S_{\text{п}}$, мощности привода тягового и подъемного механизмов, диаметров канатов и барабанов.

Длину пути наполнения ковша определяют (рис. 40а) по формуле

$$L_{\text{н}} = \frac{L_c \cos \alpha_c}{\cos \beta_3} - L_{\text{тц}} - L_{\text{к}},$$

где L_c — длина стрелы, м;

α_c — угол наклона стрелы к горизонту, град. (табл. 22);

$L_{\text{тц}}$ — длина тяговых цепей, м;

$L_{\text{к}}$ — длина ковша, м;

β_3 — угол откоса забоя, град. (табл. 23).

Приближенно длина забоя

$$L_{\text{н}} = (3 \dots 5) L_{\text{к}}.$$

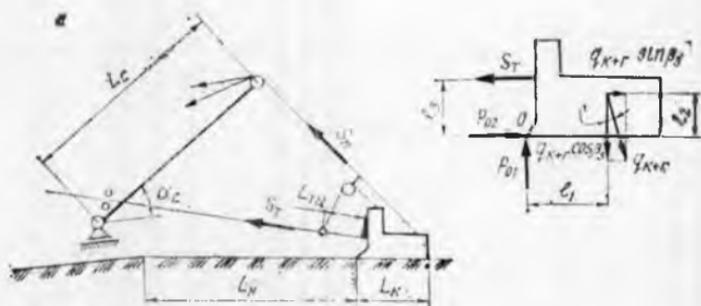


Рис. 40. Схема к определению тягового и подъемного усилий драглайна.

Величина усилия P_{01} при значении $K_{II} = 1$ составляет

$$P_{01} = \frac{K(q_k + q_{пр})}{L_{II} K_p}$$

где K — удельное сопротивление копанью ковшом драглайна, принимаемого в зависимости от разрабатываемых грунтов;

$q_{пр}$ — объем призмы волочения, м³ (из табл. 23).

23. Расчетные значения характеристик условий работы драглайна

Характеристика	Обозначение	Грунт, категория		
		легкий I	средний II	тяжелый III
Угол откоса забоя, град.	β_3	45	45	40
Коэффициент разрыхления	K_p	1,2	1,3	1,4
Объем призмы волочения, м ³	$q_{пр}$	0,5 q_k	0,3 q_k	0,2 q_k
Угол наклона стрелы, град.	α_c	30	30	30

Величина составляющей сопротивления копанью (нормальная) для драглайнов

$$P_{02} = \psi_1 P_{01},$$

где $\psi_1 = 0,4 - 0,6$ — коэффициент пропорциональности.

Масса ковша драглайна, наполненного грунтом, должна быть не менее величины P_{02} . При этом условии предотвращается выталкивание его из грунта нормальной составляющей:

$$q_{к+1} \geq P_{02} > (0,4 - 0,6) P_{01} \geq \frac{(0,4 - 0,6) K (q_k + q_{пр})}{L_{II} K_p}$$

Спроектировав все силы на направление действия S_T и P_{02} , получим

$$S_T = P_{01} [1 + \psi_1 (\operatorname{tg} \beta_3 + f)].$$

Из суммы моментов сил, действующих на ковш, относительно точки O и некоторых преобразований, имеем

$$l_3 = \frac{l_1 + l_2 \operatorname{tg} \beta_3}{\operatorname{tg} \beta_3 + f + \frac{1}{\psi_1}}$$

где l_3 — плечо крепления тяговых цепей, м;
 l_1 и l_2 — плечи действующих сил, м, по рис. 40б.

Мощность, потребная для привода тягового и подъемного механизма, определяется из выражений, кВт:

$$N_T = \frac{S_T v_T}{\eta_T};$$

$$N_{\Pi} = \frac{S_{\Pi} n_{\Pi}}{\eta_{\Pi}},$$

где $S_{\Pi} = (0,7-0,8) S_T$ — усилие на подъемном канате при работе драглайна.

Диаметр каната выбирают по разрывному усилию:

$$P = SK,$$

где S — максимальное усилие в канате подъема, кН,

$$S_{\text{пк}} = \frac{S_{\Pi}}{U_{\Pi} \eta_{\Pi}},$$

где U_{Π} — кратность полиспаста;

η_{Π} — КПД полиспаста;

K — коэффициент запаса прочности, принимаемый 4,5–5.

Соотношение диаметра барабана и диаметра каната выбирают в пределах

$$\frac{D_6}{d_k} = 25-27 \quad (\text{при } q \text{ до } 4 \text{ м}^3)$$

$$\frac{D_6}{d_k} = 26-32 \quad (\text{при } q = 4-50 \text{ м}^3).$$

§ 7. Расчет основных механизмов грейфера

Вначале требуется определить усилия в замыкающем S_3 , подъемном канате S_{Π} , потребную мощность для замыкания челюстей N_3 и подъема ковша N_{Π} , диаметры соответствующих барабанов и канатов.

За расчетное принимается положение, при котором подъемный канат (рис. 41) ослаблен, а замыкающий канат в этот момент смыкает челюсти. На ковш действуют горизонтальные P_{02} и P'_{02} и нормальные P_{01} и P'_{01} составляющие сопротивления грунта коланию, а также масса грейфера q_k .

Из условия равновесия сил имеем

$$q_k - S_3 = P_{01} + P'_{01};$$

$$P_{02} - P'_{02} = 0;$$

$$P_{02} = \frac{S_3 D_6}{2l},$$

где l — путь перемещения режущей кромки в процессе зачерпывания грунта, м;

D_6 — диаметр блоков полиспаста, м.

Соотношение $\frac{P_{01}}{P_{02}}$ для

грейфера принимают равным 0,3—0,6.

По условию обеспечения заглубления в материал ковша грейфера обычно принимают

$$q_k = q,$$

где q_k — масса грейфера, кг;

q — вместимость грейфера, л.

Усилие в замыкающем канате изменяется от нуля до величины

$$S_3 = (q_k + q_r).$$

Наполненный грейфер поднимается на подъемном и замыкающем канатах. При этом конструкция лебедки должна обеспечивать равномерное распределение усилий между канатами, т. е.

$$S_3 \approx S_n \approx 0,5 (q_k + q_r),$$

а расчетное усилие для каждого каната с учетом кратковременности действия максимальных усилий принимают

$$S_{k \text{ расч}} = 0,6 (q_k + q_r).$$

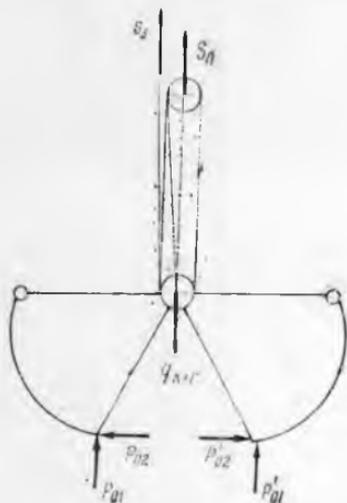


Рис. 41. Схема к определению усилия замыкания грейфера.

Кратность замыкающего полиспада выбирают с учетом условия обеспечения необходимого горизонтального усилия $P_{\alpha 2}$.

Мощность, потребную для замыкания челюстей, можно определить из выражения

$$N_3 = \frac{S_3 v_3}{\eta_3},$$

где v_3 — скорость замыкания челюстей, принимаемая (0,3—0,7) м/с;

η_3 — КПД механизма замыкания.

Мощность, погребная для подъема ковша грейфера,

$$N_{II} = \frac{S_{II} v_{II}}{\eta_{II}},$$

где v_{II} — скорость подъема ковша грейфера, принимаемая равной

$v_{II} = 1,0$ м/с при массе экскаватора 5—10 т,

$v_{II} = 1,2$ " " " " 15—45 т,

$v_{II} = 1,3$ " " " " 5—7 т,

η_{II} — КПД механизма подъема.

Диаметр барабанов и канатов рассчитывают аналогично изложенному выше для прямой лопаты.

§ 8. Расчет мощности и выбор типа двигателя

Мощность двигателя одномогорного экскаватора определяют как сумму ранее найденных мощностей подъемного и напорного механизмов для лопаты, подъемного и тягового механизма драглайна и подъемного и замыкающего механизма ковша грейфера. Часто это приводит к завышенным значениям мощности двигателя, так как полная мощность подъемного и других механизмов практически реализуется неодновременно. Поэтому полученное значение мощности двигателя следует проверить по формуле

$$N = q \frac{K_{II}}{K_p} \cdot \frac{K_1}{t_k \eta_{II} \eta_p^x},$$

где K_{II} — коэффициент наполнения ковша;

K_1 — величина удельной работы копания грунта, численно равная величине коэффициента сопротивления грунта копанию, K_{IIa} ;

t_k — время заполнения ковша, с;
 η_p — КПД рабочего оборудования (0,5—0,6);
 x — коэффициент загрузки двигателя (для дизелей 0,7—0,85).

Полученное значение мощности следует сопоставить с мощностью двигателя экскаватора-прототипа.

Если емкость ковша прототипа не равна емкости ковша проектируемого экскаватора, сопоставление производится по показателю $\frac{N}{q}$. Окончательно мощность двигателя принимается с учетом возможности использования серийно выпускаемых промышленностью двигателей. Для экскаваторов с пневмоколесным ходом оборудованием потребная мощность двигателя уточняется на основании расчета, изложенного ниже.

В этом разделе необходимо указать марку выбранного двигателя и привести его основную техническую характеристику.

§ 9. Расчет поворотного механизма экскаватора

По известной величине мощности двигателя определяют оптимальную угловую скорость поворота, оптимальное передаточное число поворотного механизма и продолжительность цикла работы экскаватора. Оптимальную угловую скорость поворота экскаватора на выгрузку и в забой определяют по выражениям:

$$\omega_{max} = \sqrt[3]{\frac{118,5 N_{max} \eta_n^3}{J(7,37 + \eta_n^2)}};$$

$$\omega_{max}^n = \sqrt[3]{\frac{87,5 N_{max} \eta_n \beta}{J^n(1,31 + \eta_n^2)}};$$

где N_{max} — мощность двигателя, кВт;

η_n — КПД механизма поворота, принимаемый (0,82—0,9);

β — угол поворота платформы от положения копания до положения выгрузки, рад.;

J, J^n — моменты инерции вращающихся частей экскаватора с ковшом, заполненным грунтом, и порожнем, принимаемых в зависимости от вида рабочего оборудования по номограмме и рекомендациям, кг. м.с².

Оптимальное для данных условий передаточное число поворотного механизма

$$U_{\text{пов}} = \frac{n_{\text{дв}}}{9,56 \omega_{\text{max}}}$$

где $n_{\text{дв}}$ — номинальная частота вращения вала двигателя, об/мин.

Продолжительность поворота экскаватора соответственно на выгрузку и в забой можно определить по выражению

$$t_{\text{п}} = 0,337 \sqrt[3]{\frac{J(1,37 + \gamma_{\text{п}}^2)\beta^2}{N_{\text{max}}\gamma_{\text{п}}}}$$

$$t_{\text{п}}^{\text{в}} = 0,337 \sqrt[3]{\frac{J^{\text{в}}(1,37 + \gamma_{\text{п}}^{\text{в}})\beta^2}{N_{\text{max}}\gamma_{\text{п}}}}$$

Чтобы определить продолжительность копания, например, прямой лопаты, высоту забоя принимают равной высоте расположения оси напорного вала. Тогда

$$t_{\text{к}} = \frac{L_{\text{к}}}{v_{\text{к}}}$$

где $L_{\text{к}}$ — длина каната, наматываемого на подъемный барабан, определяемого графически при опущенном и поднятом ковше;

$v_{\text{к}}$ — скорость подъемного каната, м/с при емкости ковша

$$q_{\text{к}} = (0,25 - 1,6) \text{ м}^3, \quad v_{\text{к}} = (0,5 - 0,6) \text{ м/с};$$

при емкости ковша

$$q_{\text{к}} = (2 - 4) \text{ м}^3, \quad v_{\text{к}} = (0,8 - 1,0) \text{ м/с}.$$

Аналогично можно определить продолжительность подъема ковша перед разгрузкой $t_{\text{п}}$ и опускания его до начала нового цикла

$$t_{\text{п}} = \frac{L_{\text{п}}}{v_{\text{п}}}; \quad t_{\text{оп}} = \frac{L_{\text{оп}}}{v_{\text{оп}}},$$

где $L_{\text{п}}$ — длина каната, наматываемого на барабан при подъеме ковша от верхнего положения копания до верхнего положения разгрузки, м;

$L_{\text{оп}}$ — длина каната, сматываемого с барабана при опускании ковша от верхнего положения его при разгрузке до нижней точки забоя, м.

Время поворота ковша на разгрузку устанавливается в соответствии с получением необходимого угла поворота (обычно принимают равным 90°), с учетом продолжительности разгона и торможения поворотной платформы:

$$t_{\text{п}} = \frac{\beta}{\omega} + \frac{t_{\text{раз}}}{2} + \frac{t_{\text{тор}}}{2},$$

где ω —скорость поворота при установившемся движении платформы, 1/с;

$t_{\text{раз}}, t_{\text{тор}}$ —время разгона и торможения, равное 1—2 с.

При работе экскаватора с прямой лопатой подъем и опускание ковша, как правило, совмещают с поворотом платформы на выгрузку и в забой.

Полное время цикла:

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{к}} + t_{\text{п}} + t_{\text{пов}} + t_{\text{раз}} + t_{\text{пп}},$$

где $t_{\text{раз}} = 1-2$ с и зависит от вместимости ковша,

$t_{\text{пп}} = 1-1,5$ с—время, затрачиваемое на переключение рычагов управления.

Продолжительность рабочего цикла экскаватора, определяемая хронометражем, зависит от рода грунта, условий работы, вместимости ковша, вида рабочего оборудования и составляет в среднем 13—40 с для ковшей с $q = (0,25-4) \text{ м}^3$.

§ 10. Статический расчет экскаватора

Расчет сводится к определению условий устойчивости экскаватора и давлений на грунт при копании, повороте и передвижении.

Для экскаватора с прямой лопатой возможность опрокидывания проверяют для следующих положений:

—возможность опрокидывания вперед (рис. 42 а): стрела наклонена под углом $\alpha_c = 35-40^\circ$ к горизонту, рукоять горизонтальна и выдвинута на $2/3$ своего хода, ковш наполнен грунтом. Из условия равновесия имеем: $\sum M_B = 0$

$$q_{\text{пр1}} = \frac{[q_{\text{к+г}}(l_1-r) + q_{\text{р}}(l_2-r) + q_{\text{с}}(l_3-r) - q_{\text{п}}(l_4+r)]}{l_5+r},$$

где $q_{\text{пр}}$ —масса противовеса, кг;

$q_{\text{к+г}}$ —масса ковша с грунтом, кг;

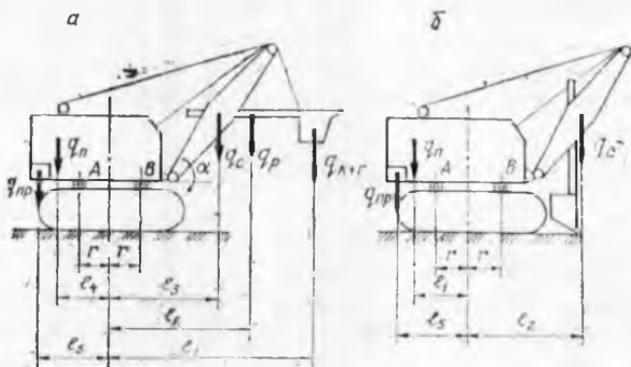


Рис. 42. Схема к определению массы противовеса экскаватора с прямой лопатой.

q_p, q_c, q_n — масса рукояти, стрелы, поворотной платформы;
 l_1, l_2, l_3, l_4, l_5 — плечи действующих сил, м (рис. 42а);
 r — радиус поворотного круга платформы, м,
 — возможность опрокидывания назад (рис. 42б);
 стрела наклонена под углом $\alpha_c = 55-60^\circ$ к горизонту,
 рукоять вертикальна, ковш без грунта находится у
 пяты стрелы и опирается на грунт. Из уравнения мо-
 ментов: $\sum M_A = 0$;

$$q_{пр2} = \frac{q_c(l_2+r) - q_n(l_4-r)}{l_5-r}$$

Принятая величина массы противовеса $q_{прф}$ нахо-
 дится из выражения

$$q_{пр2} < q_{прф} > q_{пр1}$$

Для экскаватора с обратной лопатой для случая опрокидывания вперед рассматривают положения: ковш вышел из забоя; начало поворота на выгрузку (рис. 43а).

Для случая опрокидывания назад (рис. 43б): ковш при максимальном вылете рукояти опущен на землю, его масса полностью воспринимается грунтом, а на платформу действует половина массы рукояти и стрелы.

Для обоих случаев составляют уравнение моментов сил относительно точек А и В.

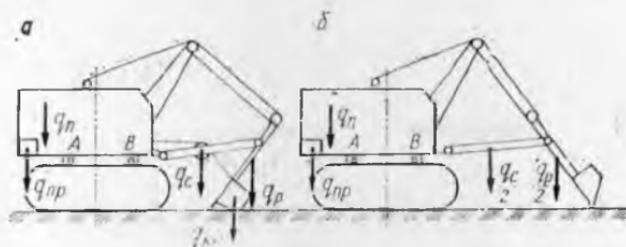


Рис. 43. Схема к определению противовеса экскаватора с обратной лопатой.

Для экскаваторов с рабочим оборудованием драглайн массу противовеса проверяют так же, как и для прямой лопаты. Считая при проверке на опрокидывание вперед, что груженный ковш поднимается, стрела наклонена по отношению к горизонту на $\alpha_c = 30^\circ$. При опрокидывании назад — ковш опущен на грунт, $\alpha_c = 45-50^\circ$.

Устойчивость экскаватора независимо от вида сменного оборудования определяется соотношением сил, действующих на экскаватор при наиболее неблагоприятных условиях его работы, т. е. когда действует максимальное сопротивление грунта копанью.

Устойчивость прямой лопаты проверяют для двух случаев: рабочего и транспортного положения.

В первом случае: ось поворотной платформы перпендикулярна оси ходовой части, рукоять выдвинута на полный вылет, ковш наполнен грунтом, стрела наклонена к горизонту под углом $\alpha_c = 35-40^\circ$, работа происходит на горизонтальной площадке (рис. 44).

Коэффициент рабочей устойчивости определяют по формуле

$$K_y = \frac{\sum M_y}{\sum M_o},$$

где $\sum M_y$ — сумма моментов сил, удерживающих экскаватор от опрокидывания;

$\sum M_o$ — сумма моментов сил, опрокидывающих экскаватор.

Из уравнения равновесия сил, опрокидывающих экскаватор относительно точки А, имеем:

$$K_y = \frac{q_к r + q_{пp}(l_к + r) + q_п(l_б + r)}{q_c(l_к - r) + q_п(l_б - r) + q_{к+r}(l_к - r) + P_{\alpha}(l_1 - r)}.$$

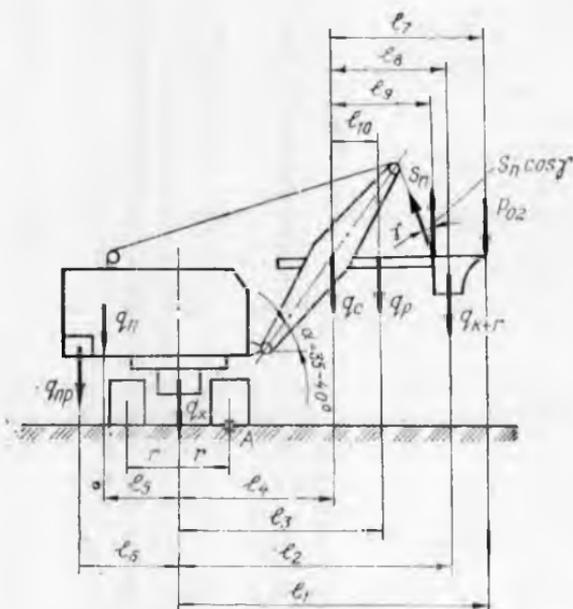


Рис. 44. Схема к определению устойчивости экскаватора с прямой лопатой.

Необходимо также провести уточняющий расчет. При этом, кроме основных нагрузок, учитывают динамические и ветровые нагрузки, а также возможность установки экскаватора на наклонной плоскости. В этом случае величина запаса устойчивости не должна быть менее 1,15.

Рассмотрим условия движения экскаватора с учетом давления ветра при максимальном уклоне на подъем и спуск; рукоять вертикальна; ковш повернут в сторону движения; на подъеме $\alpha_c = 50-60^\circ$, при уклоне $\alpha_c = 35-40^\circ$.

Силу действия ветра определяют по формуле:

$$W_B = pF,$$

где p — удельная ветровая нагрузка, принимаемая равной $0,25 \text{ кН/м}^2$;

F — наветренная площадь стрелы и кабины, м^2 .

Устойчивость обратной лопаты проверяют для двух случаев (рис. 45а и б).

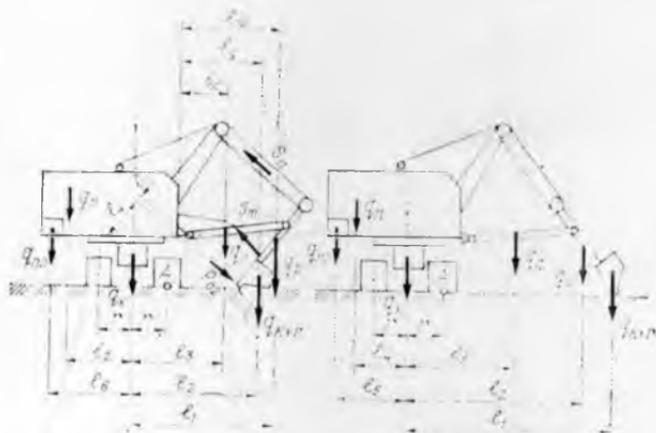


Рис. 45 Схема к определению устойчивости экскаватора с обратной лопатой.

В первом—предполагают, что ковш встретил непреодолимое препятствие при выходе из забоя. При этом тяговый барабан заторможен, а вся мощность двигателя расходуется на подъем рабочего оборудования.

Во втором случае предполагают, что липкий грунт из ковша разгружается на максимальном вылете.

Устойчивость драглайна (рис. 46) проверяют в положении, соответствующем повороту его на выгрузку: угол $\alpha_c = 25 - 30^\circ$, ковш наполнен грунтом и подтянут к голове стрелы, экскаватор работает на уклоне $3 - 5^\circ$.

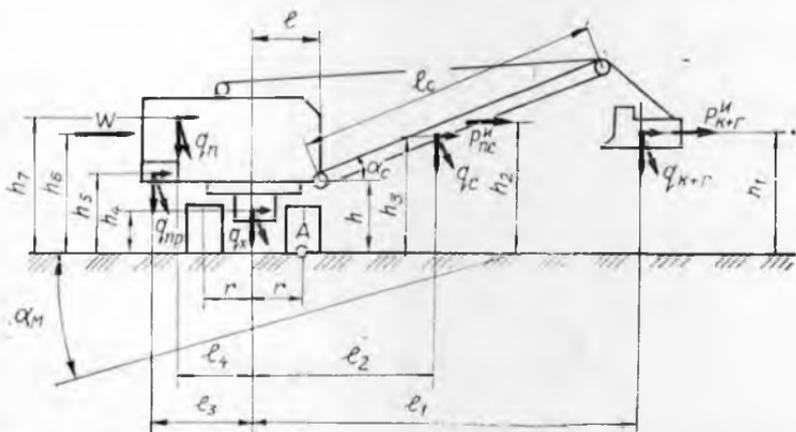


Рис. 46. Схема к определению устойчивости экскаватора с драглайном.

Коэффициент устойчивости драглайна:

$$K_y = \frac{M_r + M_{np} + M_x - M_c - M_c^u}{M_{к+г} + M_{к+г}^u + M_w}$$

где M_r — момент от силы тяжести поворотной части, кН,
сила тяжести;

M_{np} — то же, от силы тяжести противовеса, кН;

M_x — " " от силы тяжести неповоротной платфор-
мы и ходовой части, кН;

M_c — то же от силы тяжести стрелы, кН;

M_c^u — " " инерции стрелы, кН;

$M_{к+г}$ — " " тяжести ковша с грунтом, кН;

$M_{к+г}^u$ — " " инерции с грунтом, кН;

M_w — " " ветровой нагрузки, кН

Опрокидывающие моменты можно определить по следующим выражениям:

$$M_r = q_n \cos \alpha (l_4 + r) - q_n \sin \alpha h_7;$$

$$M_{np} = q_{np} \cos \alpha (l_3 + r) - q_{np} \sin \alpha h_5;$$

$$M_x = q_x \cos \alpha r - q_x \sin \alpha h_4;$$

$$M_c = q_c \cos \alpha (l_2 - r) - q_c \sin \alpha h_3;$$

$$M_c^u = \frac{q_c \omega^2}{g} [l h + 0,5 l_c (l \sin \gamma + h \cos \gamma) + \frac{l_c^2}{3} \cos \gamma \sin \gamma];$$

$$M_{к+г} = q_{к+г} \cos \alpha (l_1 - r) - q_{к+г} \sin \alpha h_1;$$

$$M_{к+г}^u = P_{к+г}^u h_1; \quad P_{к+г}^u = \frac{q_{к+г}}{g_n} \omega^2 l_1;$$

$$M_w = W h_6; \quad W = k q \sum F_i,$$

где ω — угловая скорость вращения поворотной плат-
формы, 1/с,

W — сила давления ветра, Н,

k — коэффициент сплошности (для сплошных сте-
нок $k=1$, для решетки $k=0,4$);

F — подветренные площади, м².

При статическом расчете экскаватора проверяют
удельное давление на грунт и сравнивают с допускае-
мым. Если максимальное давление превосходит допус-
каемую нагрузку, необходим настил.

Среднее удельное давление гусеницы на грунт, указанное в паспорте экскаватора, определяют по формуле:

$$P_{\text{ср}} = \frac{G}{2bl},$$

где G —равнодействующая всех вертикальных сил, передаваемых на грунт, проходящая через центр тяжести, Н,

b —ширина ленты гусеницы, мм,

l —длина опорной гусеничной ленты, мм,

При эксцентрично-приложенной нагрузке под опорами ходового оборудования для двухгусеничной конструкции максимальное давление определяют:

$$P_{\text{max}} = \frac{2G_{\text{н}}}{3b(0,5l - e)},$$

где $G_{\text{н}}$ —составляющая, нормальная поверхности грунта, Н,

e —эксцентриситет приложения силы $G_{\text{н}}$, м.

В зависимости от массы и назначения экскаватора среднее давление на грунт обычно составляет 0,06—0,25 МПа; для машин, работающих в слабых грунтах, до 0,035 МПа.

§ 11. Тяговый расчет экскаватора

Уравнение тягового баланса гусеничного экскаватора может быть представлено формулой:

$$S_{\text{тmax}} = W_{\text{н}} + W_{\text{h}} + W_{\text{I}} + W_{\text{в}} + W_{\text{вн}} + W_{\text{пов}}$$

где $W_{\text{н}}$ —сопротивление передвиганию,

W_{h} — " подъему,

W_{I} — " при трогании с места (преодоление инерции),

$W_{\text{в}}$ — " ветру,

$W_{\text{вн}}$ — " трению внутри гусеницы,

$W_{\text{пов}}$ — " повороту.

Одновременное действие всех сопротивлений при гусеничном ходовом оборудовании не следует принимать в расчет: нецелесообразно, например, делать поворот с подъемом, или учитывать сопротивление ветра только в исключительных случаях.

1. Сопротивление передвижению определяют по формуле, кН

$$W_n = fmg,$$

где f — коэффициент сопротивления качению (передвижению).

2. Сопротивление подъему определяют по выражению, кН

$$W_h = mg \sin \alpha,$$

где α — угол подъема пути (местности).

3. Сопротивление инерции при трогании с места можно приближенно определить по формуле, кН

$$W_j = \frac{Gv}{gt_p},$$

где v — поступательная скорость движения экскаватора, км/ч;

g — ускорение силы тяжести, м/с²;

t_p — время разгона, с.

При средней скорости движения экскаватора $v = 1$ км/ч и $t_p = 3$ с величина

$$W_j = (0,01 - 0,02)G.$$

4. Сопротивление ветру рассчитывают по формуле, кН

$$W_b = 0,005F(v \pm v_0)^2,$$

где v_0 — скорость ветра, км/ч.

Практически сопротивление ветру учитывают только в быстроходных экскаваторах, а в тихоходных этим сопротивлением можно пренебрегать. Учет сопротивления ветра несложен и его следует вводить для всех типов экскаваторов.

5. Сопротивление трению внутри гусениц зависит от многих факторов (изгиба цепей, сопротивления в опорах и т. п.). Экспериментально установлено, кН

$$W_{\text{вн}} = (0,05 - 0,1) mg.$$

6. Сопротивление повороту можно определить, кН

$$W_{\text{пов}} = \frac{\mu_n mgl}{4(B_1 - b)},$$

где μ_n — коэффициент сопротивления повороту (для бетона и сухого плотного грунта — 0,5; плотного влажного грунта — 0,35; рыхлого влажного грунта — 0,8);

l — длина опорной гусеничной ленты, м;

B_r — расстояние между осями гусениц, м;

b — ширина ленты гусениц, м.

По максимальному значению тягового усилия и мощности двигателя можно определить скорость перемещения экскаватора

$$v = \frac{N_{дв} \eta_x}{S_{т \max}},$$

где η_x — КПД привода и ходового механизма, равен приблизительно 0,6 — 0,7.

У экскаватора на гусеничном ходу рабочие скорости не должны превышать 2,5 — 4 км/ч, а число скоростей принимается не более двух. Экскаваторы на пневмоколесном ходу имеют не менее четырех скоростей. Первая скорость (0,9 — 1,2 км/ч) — определяется условиями перемещения экскаватора по забюю и тяжелым участкам пути; вторая — принимается для преодоления подъемов до 15%; третья — для движения с подъемами до 7% по дорогам среднего состояния; четвертая — для движения с подъемами до 5% по хорошей дороге.

Сопротивление перемещению экскаватора на пневмоколесном ходу рассчитывают подобно сопротивлениям для гусеничного хода.

При расчете сопротивления движению экскаватора на больших скоростях (более 4 км/ч) необходимо учитывать сопротивление ветру.

Сопротивление повороту пневмоколесного механизма с дифференциалом на ведущей оси определяют по формуле

$$W_{пов} = \frac{mg\mu\varphi}{r},$$

а без дифференциальной ведущей оси

$$W_{пов} = \frac{Qra}{2r + a}.$$

Сопротивление повороту одного колеса с фрикционной связью можно определить по выражению

$$W_{пов} = \frac{Qfa}{2r + a}.$$

В этих формулах:

μ — коэффициент трения шины по дороге, принимаемый равным (0,6 — 0,7);

ρ — радиус приложения силы трения μmg от центра вращения колеса, равнос 0,03—0,05 м,

r — радиус поворота экскаватора, для машин с емкостью ковша до 0,4 м³ — 5—6 м; для 0,5—0,65 м³ — 7—8 м; для 0,8 м³ и более — 8—9 м;

Q — нагрузка на бездифференциальную ось, либо на колесо с фрикционной связью, кН,

a — ширина колеи колесного хода, м.

Для определения диаметра колес и размера пневматических шин необходимо знать возможную максимальную нагрузку, приходящуюся на колесо в случае, когда выносные опоры не участвуют в работе. Эту нагрузку определяют при расположении стрелы вдоль оси машины и для случая, когда стрела направлена на одно колесо.

Допустив по условиям устойчивости экскаватора и прочности баллона прогиб шины, равный 3—4% ее диаметра, можно определить параметры пневматиков для проектируемого экскаватора.

§ 12 Кинематический расчет экскаватора

По рабочим скоростям исполнительных механизмов и частоте вращения вала двигателя можно определить общие передаточные числа для главных механизмов экскаватора (механизма подъема, поворота и т. д.). Затем можно распределить общие передаточные числа между кинематическими звеньями в соответствии с выбранной конструктивно-кинематической схемой экскаватора. Параллельно с этим уточняется выбор типа передач.

Общее передаточное число между валом двигателя и валом барабана лебедки подъема ковша выводят при помощи выражения

$$U_{\text{пол}} = \frac{\pi D_6 n_{\text{дв}}}{60 v_{\text{п}} U_{\text{п}}},$$

где $v_{\text{п}}$ — скорость подъема ковша, м/с,

$U_{\text{п}}$ — кратность полиспаста подъема ковша (для прямой лопаты обычно $U_{\text{п}} = 2$).

Подобное соотношение используют также при расчете общего передаточного числа для механизмов на-

пора с канатно-блочным приводом, механизмов подъема и тяги драглайна и обратной лопаты.

Общее передаточное число механизма поворота экскаватора

$$U_{\text{пов}} = \frac{n_{\text{дв}}}{9,56\omega_{\text{max}}},$$

где ω_{max} — оптимальная угловая скорость поворота платформы экскаватора, 1/с.

Передаточное число гусеничного ходового оборудования:

$$U_{\text{гх}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_3},$$

где n_3 — частота вращения ведущей звездочки гусеницы, об/мин:

$$n_3 = \frac{1000v_3}{60\pi D_3},$$

v_3 — скорость передвижения экскаватора, км/ч.

D_3 — диаметр ведущей звездочки, м.

Передаточное число колесного ходового оборудования

$$U_{\text{кх}} = \frac{S_{\text{T max}} r_1}{M_{\text{дв}} \gamma_x},$$

где $S_{\text{T max}}$ — максимальное тяговое усилие, Н,

r_1 — силовой радиус ведущего колеса, м,

$M_{\text{дв}}$ — номинальный крутящий момент двигателя, Нм.

Передаточное число механизма подъема стрелы экскаватора:

$$U = \frac{S_{\text{п}} D_6}{2M_{\text{дв}} U_{\text{п}} \eta_6'' \eta_{\text{м}}},$$

где $S_{\text{п}}$ — усилие подъема, Н,

D_6 — диаметр барабана подъема стрелы, м,

η_6'' — КПД одного блока,

$\eta_{\text{м}}$ — КПД механизма подъема стрелы.

Усилие в стрелоподъемном полиспасте следует определять графоаналитическим методом для случая, когда лежащее на грунте рабочее оборудование экскаватора необходимо поднять в рабочее положение.

Диаметр барабана подъема стрелы можно принять равным диаметру аналогичного барабана экскаватора-прототипа.

Некоторые рекомендации по разбивке общих передаточных чисел главных механизмов экскаватора, между кинематическими звеньями, приведены в указанной литературе. Кроме этого, при определении передаточных чисел отдельных механизмов кинематических цепей можно ориентироваться на соответствующие передаточные числа экскаватора-прототипа.

Кинематическую схему экскаватора с указанием передаточных чисел главных механизмов необходимо представить на чертеже общего вида экскаватора, или в расчетно-пояснительной записке проекта.

§ 13. Конструктивный расчет экскаватора

Расчетные нагрузки и выбор допустимых напряжений Нагрузки, на которые следует рассчитывать элементы конструкции экскаватора, подразделяются на случайные, нормальные и аварийные.

Случайными называют нагрузки, которые могут возникнуть в процессе работы экскаватора при неблагоприятных обстоятельствах. Вероятность возникновения таких нагрузок очень мала. Нормальные нагрузки определяют по преобладающим условиям эксплуатации экскаватора. Для таких условий рассчитывают работу экскаватора на заданный срок службы.

Аварийные нагрузки могут возникнуть при нарушении правил эксплуатации или из-за непредвиденной поломки какого-либо звена кинематической цепи экскаватора (например, при опрокидывании машины, падении стрелы, обрыве канатов).

Конструктивный расчет ведется в два этапа.

На первом этапе устанавливают ориентировочные размеры сечения элементов конструкции экскаватора и деталей его механизмов.

Для этого определяют опасные сечения, действующие нагрузки и допустимые напряжения. Расчетные нагрузки определяют, пользуясь опытными данными о динамических коэффициентах K_d (табл. 24):

$$M_{\max} = K_d M_n;$$

$$P_{\max} = K_d P_n,$$

где M_n , P_n — номинальный момент и усилие, развиваемое на данном элементе конструкции или детали экскаватора при реализации

24. Максимальные динамические коэффициенты K_d для основных механизмов одноковшового экскаватора

Вид механизма	Условия для определения динамической нагрузки			K_d	
Механизм подъема	муфта главной лебедки не отключается	муфта главной передачи не ограничивает крутящий момент	упор ковша в жесткое препятствие	при Д. В. С.	5 — 6
			при электродвигателе	3,5 — 4,2	
	муфта главной лебедки не отключается	в главную передачу включена турбопередача или фрикционная муфта предельного момента	стопорение в грунтах I — II категорий		2 — 2,8
			стопорение в грунтах III — IV категорий		3 — 4
			упор ковша в жесткое препятствие		2,8 — 3,1
	муфта главной лебедки проскальзывает		стопорение в грунтах I — II категорий		1,4 — 2
			стопорение в грунтах III — IV категорий		1,45 — 2,4
			упор ковша в жесткое препятствие		1,55

Вид механизма	Условия для определения динамической нагрузки		K _d	
Механизм напора	упор ковша в жесткое препятствие	канатный напор	1,5	
		шестеренчато реечный напор	2,3	
	стопорение ковша в грунтах III — IV категории		1,45	
Механизм хода	стопорение гусениц	гусеницы не проскальзывают относительно поверхности грунта	на передаче I на передаче II	2,5 4,05
		гусеницы проскальзывают относительно поверхности грунта		1,5 — 1,6
Механизм поворота	поворот при наличии зазоров	гидравлическое управление	2,1 — 2,15	
		пневматическое управление	1,2 — 1,25	

двигателем расчетной (номинальной) мощности на установившемся режиме.

Расчет на максимальные нагрузки деталей, расположенных между двигателем и муфтой предельного момента, можно вести по соотношению

$$M_{\max}^* = M_{\text{н}}^* K_3,$$

где $M_{\text{н}}^*$ — номинальный расчетный момент, обеспечиваемый муфтой предельного момента (например, для лебедки подъема ковша номинальный момент определяется, исходя из получения необходимого расчетного усилия копания);

K_3 — коэффициент запаса при расчете муфт (табл. 25).

25. Рекомендуемые коэффициенты запаса K_3 для муфт и тормозов экскаваторов при расчете по среднему коэффициенту трения

Назначение	Тип	K_3
Главная муфта Муфта реверсивного механизма	Дисковая	1,45 — 1,55
	Дисковая Конусная	1,15 — 1,25 1,18 — 1,28
Муфты барабанов главной лебедки	Колодочная пневмокамерная	1,2 — 1,3
	Ленточная	1,35 — 1,5
	Ленточная	1,25 — 1,35
Тормоза барабанов главной лебедки	Колодочная пневмокамерная	1,15 — 1,25
	Ленточная	1,4 — 1,6
Муфты предельного момента в многомоторных экскаваторах с электроприводом	Колодочная пневмокамерная и дисковая	1,15 — 1,25

Допускаемые напряжения определяют из выражения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_{\text{min}}} \varepsilon_T,$$

где σ_T — предел текучести стали (табл. 26);

26. Прочностные характеристики некоторых конструкционных сталей

Марка стали		Величина напряжения, Н/м ²		
		σ	σ_T	σ_B
Ст. по ГОСТ 380 — 71	Ст. по ГОСТ 1050 — 74			
Ст. 1	Ст. 10	140	180	320 — 420
Ст. 2	Ст. 15	145	200	350 — 450
Ст. 3	Ст. 20	150	220	400 — 500
Ст. 4	Ст. 25	160	240	430 — 559
—	Ст. 30	165	260	480 — 600
Ст. 5	Ст. 35	175	280	520 — 650
—	Ст. 40	185	300	570 — 700
Ст. 6	Ст. 45	215	320	600 — 750
	Ст. 50	245	340	630 — 800
	Ст. 40Г	220	300	580
	Ст. 40Х	250	365	730
	30ХН2М	240	520	730
	Сч 12	—	120	225
	Сч 18	—	180	369

ϵ_T — масштабный фактор, учитывающий уменьшение предела текучести по мере увеличения размера детали, в сравнении с образцом (табл. 27).

27. Рекомендуемые значения масштабного фактора

Диаметр вала, мм (выше — до)	Значения ϵ_T		Диаметр вала, мм	Значения ϵ_T	
	для углеродистой стали при изгибе	для всех сталей при кручении, для высокопрочной стали при изгибе		для углеродистой стали при изгибе	для всех сталей при кручении, для высокопрочной стали при изгибе
15 — 18	0,93	0,85	80 — 90	0,72	0,60
18 — 20	0,92	0,83	90 — 100	0,70	0,59
20 — 25	0,89	0,80	100 — 110	0,70	0,57
25 — 30	0,88	0,77	110 — 120	0,68	0,56
30 — 35	0,86	0,75	120 — 130	0,67	0,55
35 — 40	0,85	0,73	130 — 140	0,66	0,54
40 — 45	0,83	0,71	140 — 150	0,65	0,53
45 — 50	0,82	0,70	150 — 160	0,64	0,53
50 — 60	0,78	0,67	160 — 170	0,63	0,52
60 — 70	0,76	0,65	170 — 180	0,62	0,52
70 — 80	0,74	0,62	180 — 200	0,61	0,52

n_{\min} — минимальный коэффициент безопасности, принимаемый при расчете деталей механизмов по табл. 28, а при расчете металлоконструкций — по табл. 29.

28. Значения минимальных коэффициентов безопасности для расчета деталей механизмов

$\frac{\sigma_T}{\sigma_B}$	0,45 ÷ 0,55	0,55 ÷ 0,7	0,7 ÷ 0,9
n_{\min}	1,25 ÷ 1,4	1,4 ÷ 1,6	1,6 ÷ 1,8

29. Минимальные коэффициенты безопасности для расчета металлоконструкций

Назначение конструкций	Сталь		алюминиевые сплавы
	углеродистая	низколегированная	
Основные несущие элементы стрел, рукоятей, даунгох стоек, надстроек и рам	1,2 — 1,4	1,3 — 1,5	1,4 — 1
Второстепенные элементы металлоконструкций и ковши	1,1 — 1,2	1,2 — 1,3	1,2 — 1

На втором этапе конструктивного расчета проверяют выбранные сечения деталей и элементов конструкций экскаватора на прочность и долговечность по выносливости и износу. При этом нагрузки рассчитывают с учетом жесткости элементов конструкции экскаватора и грунта, определяя действительные коэффициенты запаса расчетных сечений. Они не должны быть менее допустимых (табл. 28, 29).

Приведем методику расчета основных механизмов и металлоконструкций экскаватора, применительно ко второму этапу расчета. При этом основное внимание уделяется установлению расчетных нагрузок и точек их приложения, опасных сечений и определению коэффициентов запаса, как наиболее сложных элементов расчета. Напряжения в опасных сечениях определяют на основе общих методов сопротивления материалов.

Расчет рукояти прямой лопаты на прочность. Расчетное положение рукояти аналогично принятому при расчете механизма подъема ковша (рис. 47). Расчету на прочность подвергают сечение вблизи шарнира крепления ковша для двух случаев сочетания нагрузок:

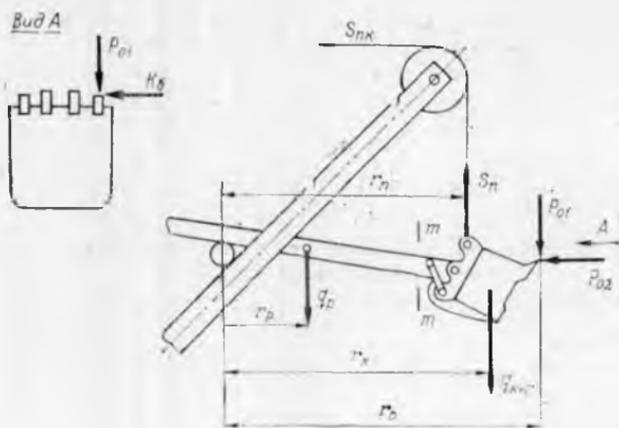


Рис. 47. Схема к расчету рукояти прямой лопаты.

1. Действуют максимальные значения подъемного $S_{п}$ и напорного $S_{п}$ усилий при эксцентричном приложении усилий копания P_{01} и P_{02} , боковая сила отсутствует, т. е. $K_6 = 0$. Усилие копания прилагают к середине крайнего зуба для обычных ковшей и на $1/4$ ширины ковша от продольной оси рукояти для ковшей с полукруглой режущей кромкой;

2. Действуют те же максимальные значения усилий $S_{п}$, $S_{п}$ и максимальное статическое боковое усилие, а составляющие сопротивления копанию P_{01} и P_{02} приложены центрально.

Боковое усилие выводят из формулы:

$$K_6 = (1,4 - 1,45) \frac{M_{дв} U_{пов}}{R \eta_{пов}},$$

где $1,4 - 1,45$ — коэффициент, учитывающий запас тормозного момента на тормозе поворотного механизма и статические сопротивления в поворотном устройстве экскаватора;

R — расстояние от конца зуба до оси вращения поворотной платформы, м;

$\eta_{пов}$ — КПД механизма поворота.

Подъемное усилие определяют по формуле:

$$S_{п} = S_{пк} U_{п} \eta_{п},$$

где $S_{пк}$ — максимальное усилие в канате, наматываемом на барабан подъемной лебедки, Н;

$$S_{\text{пк}} = \frac{2M_{\text{ст}}}{D_6} U_{\text{л}} \eta_{\text{л}} K_{\text{н}},$$

где $M_{\text{ст}} = M_{\text{н}} K_{\text{з}}$ — стопорный статический момент, обеспечиваемый двигателем или муфтой подъема;

$U_{\text{л}}$ — передаточное число механизма лебедки;

$\eta_{\text{л}}$ — КПД механизма лебедки;

$\eta_{\text{п}}$ — КПД полиспаста подъема ковша и обводных блоков;

$K_{\text{н}}$ — максимальный коэффициент динамической нагрузки для каната

$$K_{\text{н}} = \frac{M_{\text{дв max}}}{M_{\text{ст}}},$$

где $M_{\text{дв max}}$ — максимальный момент на валу двигателя или муфты привода, определяемый в зависимости от типа конструкции привода по формулам, приведенным в табл. 30.

30. Упрощенные формулы для расчета максимальных динамических нагрузок при стопорении механизмов в зависимости от типа и конструкции привода

Тип привода	№ пп	Расчетный случай	Формула
Одномоторный от дизеля или электродвигателя	1	Муфта привода лебедки не является муфтой предельного момента	$M_{\text{дв max}} = \omega_0 \sqrt{IC} + 0,75 M_{\text{max}}$
		Главная муфта фрикционная и является муфтой предельного момента	
	2	Главная муфта фрикционная и является муфтой предельного момента	$M_{\text{дв max}} = \omega_0 \sqrt{IC} + M_{\text{max}}$
	3	Турботрансформатор	$M_{\text{дв max}} = \omega_0 \sqrt{IC} + 0,634 M_0 + 0,364 M_{\text{max}}$
	4	Турбомуфта или электромагнитная муфта скольжения	$M_{\text{дв max}} = \omega_0 \sqrt{IC} + 0,5(M_{\text{max}} + M_0)$

Тип привода	№ шп.	Расчетный случай	Формула
Многомоторный (индивидуальный)	5	Муфта привода лебедки является муфтой предельного момента (детали лебедки, расположенные от каната до муфты)	$M_{дв\ max} = \omega_0 \sqrt{IC} + M_{max}$
	6	Детали привода лебедки, расположенные от двигателя до муфты	$M_{дв\ max} = M_n K_3$
	7	Привод от электродвигателя	$M_{дв\ max} = \omega_0 \sqrt{IC} + 0,5(M_{max} + M_0)$
	8	Привод от гидронасоса постоянной производительности	$M_{дв\ max} = \omega_0 \sqrt{IC} + M_{max}$
	9	Привод от гидронасоса переменной производительности	$M_{дв\ max} = \omega_0 \sqrt{IC} + 0,5(M_{max} + M_0)$
	10	В механизме лебедки есть муфта предельного момента (детали лебедки, расположенные от каната до муфты)	$M_{дв\ max} = \omega_0 \sqrt{IC} + M_{max}$
	11	Детали лебедки, расположенные от двигателя до муфты	$M_{дв\ max} = M_n K_3$

Эти формулы получены на основе решения уравнений движения упрощенной динамической системы, показанной на рис. 48. К ней

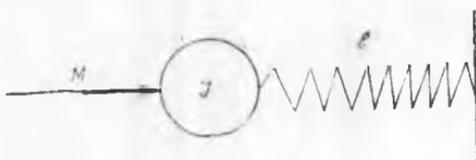


Рис. 48. Расчетная схема для основных механизмов экскаватора.

без существенных погрешностей можно привести расчетные схемы механизмов привода экскаватора.

Примечание. В этих формулах:

ω_0 — угловая скорость вращения вала. К нему приведена динамическая система (для расчетных случаев 1—4, 7—8 — вал двигателя; для расчетных случаев 5 и 10 — вал муфты предельного момента), 1/с;

I — момент инерции системы, приведенной к валу двигателя или муфты предельного момента;

C — жесткость системы и грунта, приведенная соответственно к валу двигателя или муфты предельного момента;

M_{\max} — максимальный момент двигателя или муфты. Можно принять

$$M_{\max} = M_n K_3$$

M_0 — момент на валу, приведенный до начала стопорения механизма, Нм

Определение значений ω_0 , M_{\max} и M_0 (согласно приведенным расчетам) не вызывает затруднений.

Моменты инерции движущихся масс двигателя и соединенной с ним полумуфты, за исключением первого расчетного случая (табл. 30, во внимание не принимают. Момент инерции вращающейся детали определяют из выражения

$$I = \frac{GD^2}{8g},$$

где $\frac{G}{g}$ — масса детали, кг,

D — наружный диаметр детали, м,

g — ускорение силы тяжести, м/с²,

K — коэффициент, назначаемый в соответствии с данными, приведенными в табл. 31.

31. Значения коэффициента K

Узлы детали	K
Сплошные валы и оси	8
Канатный блок, цепные звездочки, зубчатые и червячные колеса, ведущие и направляющие колеса, гусеницы, шкивы для ремённых и колёсных муфт и тормозов	7
Муфты дисковые, зубчатые, кулачковые и упругие втулочно-пальцевые	9
Бараны литые и сварные	6

Момент инерции поступательно-движущихся масс ковша с грунтом, каната и рукояти относительно оси подъемного барабана рассчитывают по формуле:

$$I = \frac{G_c D_6^2}{4g},$$

где G_{cg} — масса ковша с грунтом, каната полиспаста подъема и части массы рукояти, приходящейся на ковш, кг,

D_6 — диаметр барабана по оси наматываемого каната, м.

Сумму приведенных круговых жесткостей системы определяют по выражению:

$$C = \frac{1}{\sum_{j=1}^{j=n} \frac{1}{C_j}},$$

где C_j — приведенная круговая жесткость элемента, равная

$$C_j = \frac{C_i}{U_i},$$

C_i — круговая жесткость элемента, н/м;

U_i — передаточное число от оси приведения до элемента.

Жесткость вала или отдельных участков можно определить по формуле:

$$C_i = \frac{3,14 E d^4}{e \cdot K} (0,5 - 0,95),$$

где E — модуль упругости при сдвиге для сталей принимается равным $(0,79 - 0,84) 10^5$ МПа;

d — диаметр вала. Для шлицевых валов внутренний диаметр шлицев, м;

l — длина вала, м;

$0,5 - 0,95$ — коэффициент, учитывающий изгибную жесткость валов и податливость опор (меньшие значения принимают для длинных валов с большими прогибами и значительной податливостью опор).

Для сплошного цилиндрического вала $K = 1$. Для полого вала:

$$K = \frac{1}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^4},$$

где d_1 — внутренний диаметр, м.

Для вала со шпоночными канавками:

$$K = \frac{1}{1 - \frac{2nh}{d}},$$

где n — шпоночных пазов, шт,

h — высота паза, м.

Круговая жесткость каната, приведенная к оси барабана:

$$C_l = \frac{E_k F_k D_0^2}{4l_k},$$

где F_k — площадь сечения проволок каната, мм²,

l_k — полная деформируемая длина каната, включая длину одного витка на барабане, м,

E_k — модуль упругости каната при растяжении, принимаемый равным $(1,15 - 1,3) \cdot 10^5$ МПа.

Жесткость грунта, приведенная к оси барабана, определяется по выражению:

$$C_l = \frac{C_{гр} D_0^2}{4U_{ц}},$$

где $U_{ц}$ — кратность полиспаста подъема ковша,

$C_{гр}$ — линейная жесткость грунта. Для данных расчетов рекомендуется принимать

$$C_{гр} = 10000 \text{ т/м} = 10^5 \text{ кН/м}.$$

Максимальное значение напорного усилия независимого и зависимого и комбинированного типов напорных механизмов определяют по максимальному значению момента на напорном валу, создаваемому усилием $S_{пк \max}$. Определяют аналогично изложенному для $S_{п \max}$ с использованием тех же расчетных формул и с определением моментов и жесткости элементов и деталей, относящихся к напорному механизму. При этом условную жесткость грунта принимают равной $C_{гр} = 50000 \text{ т/м} = 5 \cdot 10^5 \text{ кН/м}$.

Для шестеренчато-реечного напорного механизма в формулу следует вместо D_6 подставлять диаметр начальной окружности кремальерной шестерни ($d_{ш}$).

Максимальные значения составляющих усилий копания P_{01} и P_{02} определяют, исходя из известных значений усилий $S_{п\max}$, $S_{п\max}$ массы ковша с грунтом $q_{к+г}$ и рукояти q_p , составлением уравнений равновесия рукояти (см. рис. 47).

На основе известных нагрузок и размеров определяют приведенное напряжение в наиболее загруженной точке сечения рукояти.

Запас прочности сечения:

$$n_{min} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{пр}} \varepsilon_T.$$

Полученные расчетные значения коэффициентов n_{min} должны быть в пределах, приведенных в табл. 28 и 29.

Расчет стрелы. Расчету на прочность подвергают сечение, расположенное вблизи напорного вала, для двух случаев приложения нагрузок:

1. Рукоять перпендикулярна стреле, ковш находится в положении, при котором канаты подъема ковша вертикальны (рис. 49). Действуют максимальные усилия $S_{п\max}$ и $S_{п\max}$, рассчитанные на случай стопорения в грунте жесткостью $C_{гр} = 10000 \text{ т/м} = 10^5 \text{ кН/м}$, аналогично копанию усилия считают приложенными эксцентрично, как при расчете рукояти, а напорное усилие $S_{п\max}$ действующим „на себя“.

Величину усилия в стрелоподъемном полиспасте, составляющую сопротивление копанию, реакции в пяте стрелы, устанавливают при решении соответствующих уравнений равновесия для стрелы и рукояти. При этом полагают, что ковш наполнен грунтом на половину своей емкости;

2. Рукоять горизонтальна, а канаты подъема ковша перпендикулярны к оси стрелы (рис. 50) В этом случае действующие нагрузки рассчитывают аналогично первому случаю, когда составляющие усилия копанию считают приложенными центрально.

Проверку запаса прочности в сечении ведут по вышеуказанному соотношению, причем коэффициенты n_{min} должны быть в пределах, приведенных в табл. 28 и 29.

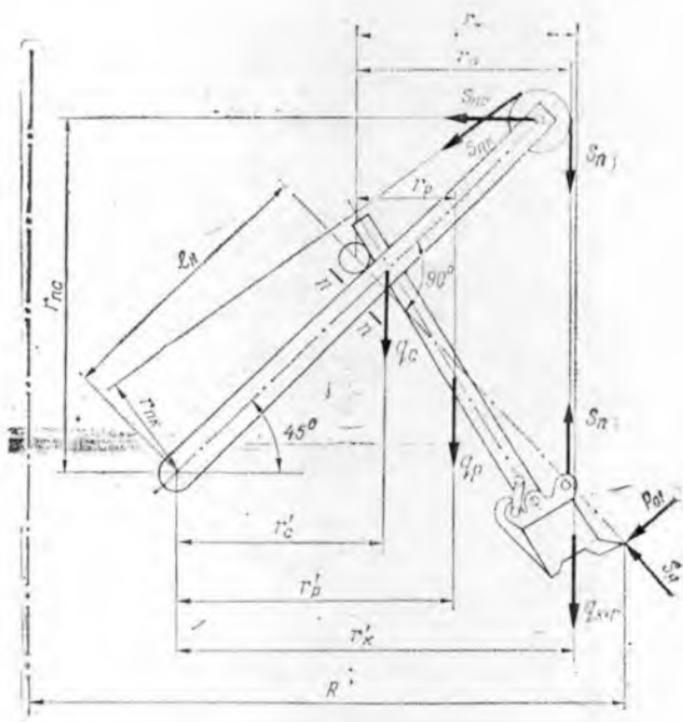


Рис. 49. Схема к расчету стрелы I расчетного случая.

Расчет ковш. Максимальную величину напряжения от изгиба в козырьке ковш ориентирующе определяют по соотношению

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{max}}}{W}.$$

Момент сопротивления козырька

$$W = \frac{(b - nd)t^2}{b},$$

где b — ширина ковш, мм,

n — число болгов креплений зубьев к козырьку, шт,

d — диаметр болта, мм,

t — толщина козырька, мм

$$M_{\text{max}} = 0,2 S_{\text{II max}} b,$$

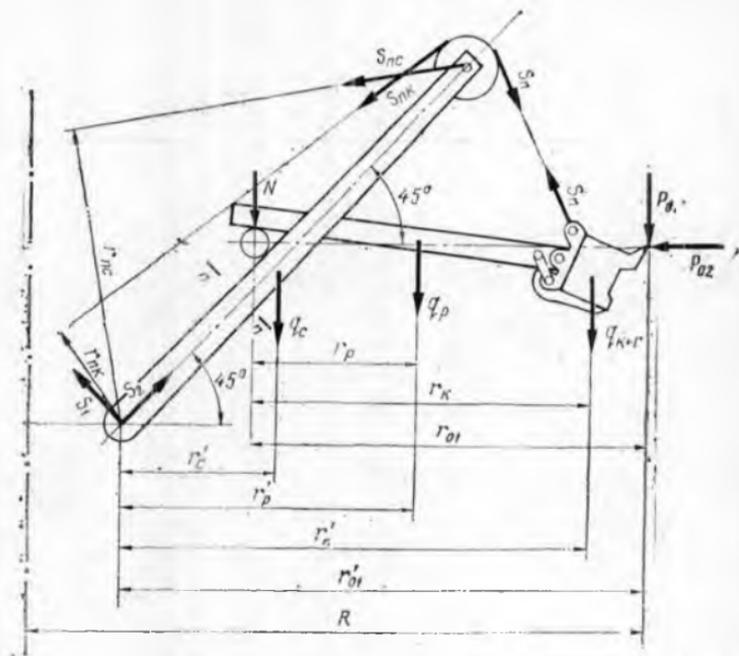


Рис. 50. Схема к расчету стрелы II расчетного случая.

где $S_{н\max}$ — максимальная величина напорного усилия, полученная из расчетов на прочность стрелы и рукояти, Н.

Ширину зубьев ковша принимают

$$b \geq \frac{P_{o1}}{700m},$$

где P_{o1} — расчетное усилие копания, Н,
 m — число зубьев ковша, определяемого из условия, что расстояние между зубьями принято равным (1,2 — 1,25) b .

Длину зуба до кромки ковша вычисляют по формуле:

$$l = (0,4 - 0,5) \frac{C_{\max}}{\sin(0,5\delta + \theta)},$$

где C_{\max} — максимальная толщина срезаемой стружки, мм;

δ — угол заострения зуба, (20—25°),

θ — задний угол резания (7—10°).

Найденную расчетом длину зуба необходимо увязать с межремонтным его сроком службы по износу:

$$l = \sqrt{\frac{2P_{01}H_n K_{абр} T_3}{m t_k K_{изн} b}}$$

где H_n — высота напорного вала, м,

t_k — время копания, с,

T_3 — заданный срок службы, определяемый межремонтным циклом и ТО, ч.

Величины $K_{абр}$ и $K_{изн}$ выбирают по табл. 32 и 33.

32. Значения коэффициента абразивности грунта, $K_{абр}$

Характеристика грунта	$K_{абр}$
Глинистый	1,0
Песчаный (без включения гравелистых частиц)	1,5
Суглинистый	1,9
Супесчаный	2,1
Глинистый мерзлый	2,75
Песчаный мерзлый (с большим включением гравелистых частиц)	3,09
Суглинистый мерзлый (промерзание 150—250 мм)	4,49

33 Значение коэффициента относительной износостойкости $K_{изн}$ различных материалов

Материал зуба	$K_{изн}$
Сталь 45 с термообработкой	1,0
Наплавная смесь сталинит улучшенный	2,7
Электроды Т590	3,2
Наплавная смесь КБХ	7,6

Расчет зуба на прочность, расчет элементов днища ковша ведут аналогично изложенному.

Расчет обратной лопаты. Расчет рукояти ведут для двух сечений (рис. 51):

1) для сечения а—а (вблизи крепления ковша к рукояти). Ковш застопорен в грунте с условной жесткостью $C_{гр} = 10000 \text{ т/м} = 10^6 \text{ кН/м}$ в положении, когда тяговый канат перпендикулярен рукояти. Усилие в подъемном канате принимаем равным нулю. Усилие в

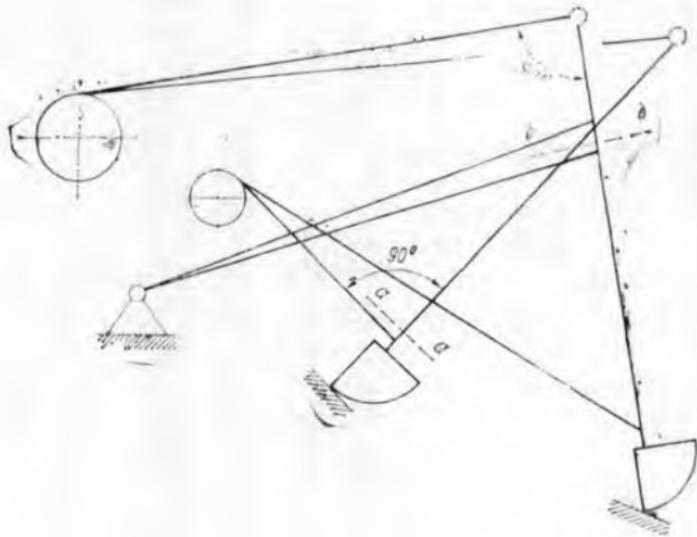


Рис 51. Схема к расчету рукояти обратной лопаты.

тяговом канате рассчитываем аналогично определению усилия в подъемном канате при оборудовании экскаватора прямой лопатой для случая стопорения ковша в грунте. Составляющие усилия копания определяются из условия равновесия рукояти. Приложены они эксцентрично, подобно тому, как при расчете рукояти прямой лопаты.

По расчетным нагрузкам и напряжениям в сечении а — а определяют величину запаса прочности и сравнивают ее с допускаемыми табличными данными;

2) для сечения б — б (вблизи шарнира крепления рукояти к стреле). Рукоять располагается так, чтобы канаты подъема были перпендикулярны, а ковш находился примерно на $1/3$ номинальной глубины копания. Ковш застопорен в грунте с условной жесткостью $S_{гр} = 10000 \text{ т/м} = 10^5 \text{ кН/м}$. Усилие подъема $S_{п\text{max}}$ определяют так же, как и при расчете рукояти прямой лопаты. Тяговый механизм заторможен. Составляющие усилия копания грунта приложены эксцентрично. Расчет ведется подобно изложенному выше. При расчете стрелы на прочность проверяют сечение $m-m$ у (рис. 47) места установки отводных блоков. Нагрузки, действующие в этом случае, определяют аналогично расчету

сечения рукояти а—а, но ковш устанавливают в положение, при котором равнодействующая в канатах на отводных блоках будет перпендикулярна стреле (ковш находится в положении, соответствующем началу копания). При этом учитывают влияние и бокового усилия K_6 .

Затем необходимо определить запас прочности в сечении и сравнить его с допускаемым.

Расчет драглайна. Конструктивные размеры стрелы драглайна, а также его прочность рассчитывают в соответствии с рекомендациями, изложенными в указанной литературе

Расчетные элементы металлоконструкций стрелы должны удовлетворять требованиям допустимой их гибкости и минимальному запасу прочности.

Расчет деталей механизмов экскаватора. На основе определенных максимальных усилий в канатах подъема, напора, тяги и соответствующих им крутящих моментов рассчитывают детали механизмов подъема, напора и тяги ковша.

На прочность детали рассчитывают в соответствии с методами, изложенными в разделах курсов „Детали машин“ и „Подъемно-транспортные машины“. Величины максимально допустимых значений коэффициентов запаса прочности приведены в табл. 25. Некоторые особенности следует иметь в виду при определении расчетных нагрузок, действующих в механизмах поворота и хода экскаватора. Динамические нагрузки с учетом влияния зазоров в механизме поворота можно определить по выражению:

$$M_{\max} = \frac{t_0}{t_0} M_{\max} \frac{J_2}{J_1 + J_2} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{C_1(J_1 + J_2)}{4J_1J_2} t_0^2} \right),$$

где M_{\max} — максимальный приведенный момент, обеспечиваемый двигателем либо муфтой предельного момента, Нм;

t_0 — время включения механизма, с (при использовании пневматической системы управления — $t_0 = 0,4 - 0,8$ с);

C_1 — приведенная жесткость механизма поворота;

J_1 — приведенный момент инерции двигателя и ведущей части муфты, либо приведенный момент инерции ведомой полу муфты

предельного момента и шестерни реверсивного механизма;

J_2 — приведенный момент инерции деталей механизма поворота, поворотной платформы и рабочего оборудования с грунтом;

t_6 — время выбирания зазора в механизме, определяемое

$$t_6 = \sqrt[3]{\frac{6 J_2 t_0}{M_{\max}} \delta},$$

δ — приведенный зазор механизма поворота, зависящий от точности его изготовления и сборки.

Суммарный приведенный зазор можно высчитать по формуле

$$\delta = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\Delta_i}{R_i} i_i,$$

где Δ_i — радиальный зазор в i -кинематической паре;

R_i — расстояние от места зазора до оси вращения детали;

i_i — отношение скорости оси приведения к скоростям вращения кинематических пар, приведенные зазоры которых вычисляются.

Для справки укажем, что приведенный зазор к валу двигателя у механизма поворота экскаватора равен примерно 0,4—0,6 рад.

Динамические нагрузки в механизме хода экскаватора можно рассчитать по формулам, представленным в табл. 30. При этом рассматривается случай разворота экскаватора на месте на наименьшей скорости (вся мощность реализуется через одну гусеницу) с упором его в непреодолимое препятствие. Следует иметь в виду, что рассчитанный таким образом максимальный динамический момент может оказаться больше момента сцепления гусеницы с грунтом. В таком случае детали механизма привода хода можно рассчитывать, исходя из момента сцепления гусеницы с грунтом

$$M_{\max} = (1,1 - 1,3) M_{\text{сц}}$$

Поворотная платформа, нижняя и ходовые рамы. Ориентировочный расчет поворотной платформы экскаватора, нижних и ходовых рам, может быть сделан на основе [8,10]. При этом внешние нагрузки на плат-

форму и рамы берутся максимальными, соответствующими ранее выполненным расчетам рабочего оборудования и механизмов экскаватора.

§ 14. Общие вопросы автоматизации

Вопросы автоматизации экскаваторов на этапах дипломного проектирования целесообразно вести, в основном, по направлению создания защитных устройств: ограничителей грузоподъемности (при использовании универсальных экскаваторов со сменным ходовым оборудованием), вылета стрелы, угла наклона платформы, высоты подъема груза, а также создания систем дистанционного и дистанционно-автоматического управления. Причем, при создании последних, необходимо иметь в виду рабочий процесс экскавации. Он состоит из периодического повторения технологических операций: копание с одновременным заполнением ковша, транспортировка грунта в ковше и его выгрузка. При выполнении этих различных по своему характеру операций, величина сопротивлений, преодолеваемых машиной, изменяется в широком диапазоне. Максимальных значений она достигает при копании грунта. Остальные операции рабочего цикла менее напряжены, хотя и здесь сопротивление движению машины и ее рабочих органов также может быть значительным.

Многообразие и неопределенность условий работы затрудняют управление экскаваторами, требуют постоянного вмешательства механизатора не только для чередования операций технологического цикла, но и для стабилизации неустойчивого рабочего процесса, т. е. приведения сил сопротивления в соответствие с тяговыми возможностями спроектированной машины.

Копание грунта экскаваторами (по продолжительности, минимальности пути загрузки и степени его наполнения, а также по энергоемкости процесса) наиболее эффективно при использовании соответствующих систем автоматической стабилизации нагрузки от сил сопротивления копанию.

Общие рекомендации по схемам и типам приборов, а также комплекта аппаратуры для систем автоматизации даны [8].

§ 15. Особенности расчета гидравлических экскаваторов

Общие положения и основные конструктивные решения. В последнее время как в нашей стране, так и за рубежом, значительно возросло производство одноковшовых экскаваторов с гидравлическим приводом. Это обосновано тем, что замена механического привода гидравлическим позволяет:

- увеличить объем ковша и проектную производительность на 25 — 60% при практически неизменных конструктивной массе и линейных параметрах рабочего оборудования;

- повысить в 1,5 — 2 раза усилие на режущей кромке. Это даст возможность эффективнее разрабатывать тяжелые грунты;

- иметь независимое расположение источника энергии и исполнительных механизмов. Это повышает устойчивость экскаватора за счет более рационального размещения механизмов на поворотной платформе;

- реализовать большие передаточные отношения при упрощении кинематической схемы рабочего оборудования;

- улучшить технологические возможности экскаватора за счет бесступенчатого регулирования скоростей перемещения рабочего оборудования и жесткой фиксации исполнительных механизмов в любом положении;

- автоматизировать и роботизировать управление перемещениями исполнительных механизмов;

- расширить номенклатуру сменного рабочего оборудования.

Исходными данными при проектировании рабочего оборудования гидравлических экскаваторов являются: вид рабочего оборудования, емкость ковша и тип грунта. Рабочее оборудование гидравлического экскаватора должно проектироваться в следующей последовательности:

1. Выбор и обоснование общей компоновочной схемы машины, конструктивных схем рабочего оборудования и основных сборочных единиц.

2. На основе исходных данных определяют рабочие параметры машины (глубина и высота копания, высота выгрузки, мощность двигателя, конструктивная масса машины и т. д.) и основные размеры рабочего оборудования (длина стрелы, длина рукоятки и т. д.).

3. Расчет рабочего оборудования для определения усилия на режущей кромке ковша при условии его заполнения в заданном грунте и подбора исполнительных органов в соответствии с нормализованным рядом гидроцилиндров и гидромоторов, применяемых в дорожном и строительном машиностроении.

4. Прочностной расчет элементов металлоконструкции стрелы и рукояти и отдельных деталей.

Агрегативное решение конструкции гидравлического экскаватора позволяет реализовать различные компоновочные схемы рабочего оборудования и машины в целом при относительно небольшом использовании унифицированных узлов и деталей. Привод рабочего оборудования при этом ведется от гидроцилиндров, привод механизма поворота—гидроцилиндрами или гидромоторами, механизма передвижения—от гидромоторов. Давление рабочей жидкости в гидроприводе обычно не превышает 10—35 МПа.

Компоновочная схема рабочего оборудования может быть шарнирно-сочлененной или телескопической. Оборудование с шарнирно-сочлененной схемой необходимо для выполнения работ по рытью траншей, разработки котлованов и т. д. Телескопическая схема рабочего оборудования используется для выполнения зачистных и планировочных работ или при работе в стесненных условиях.

При выборе той или иной компоновочной схемы рабочего оборудования следует учитывать требования производства (технология работ, условия строительной площадки, механизации ручного труда и т. д.).

Наиболее распространенное шарнирно-сочлененное рабочее оборудование состоит из стрелы, рукояти, ковша, гидроцилиндров управления и соединительных деталей (рис. 52).

Гидроцилиндр привода стрелы может быть размещен в следующих основных положениях: под стрелой, перед ее пятой (рис. 52а), над стрелой (рис. 52б), под стрелой, за ее пятой (рис. 52). Рекомендуются первая схема, так как в этом случае при подъеме стрелы работает бесштоковая полость гидроцилиндра—развивается максимальное усилие. Две последних схемы (рис. 52б и в) целесообразно применять в специальных случаях

Схемы привода рукояти различаются расположением

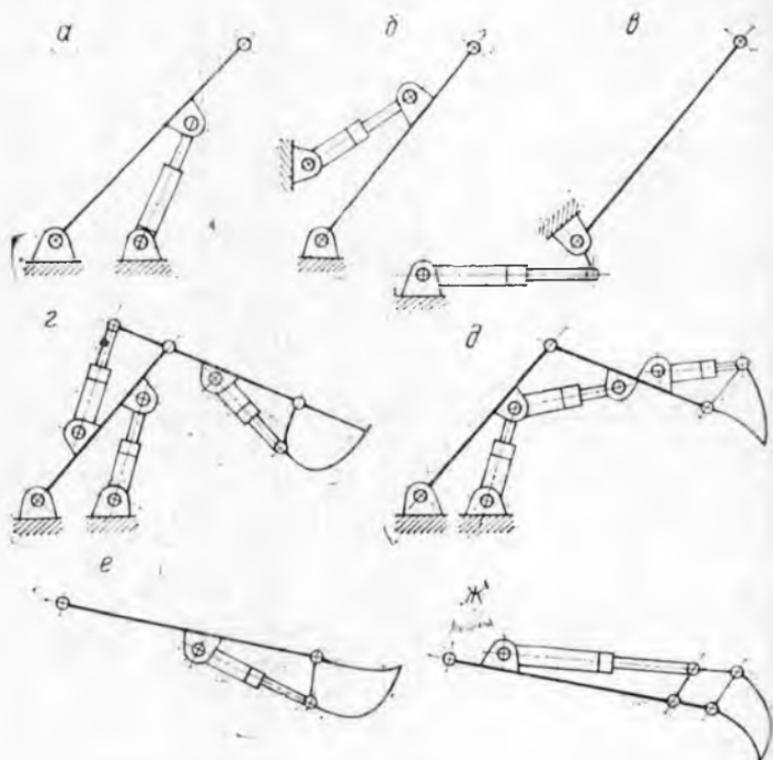


Рис. 52. Схемы привода шарнирно-сочлененного рабочего оборудования экскаватора.

точек крепления цилиндра и конструкцией самой рукоятки: двухплечей рукояткой и верхним расположением цилиндра (рис. 52г), одноплечей рукояткой и нижним расположением гидроцилиндра (рис. 52д). Первая схема обычна при оборудовании прямой лопаты, вторая — обратной.

Цилиндр привода ковша чаще располагают над рукояткой. Движение от штока цилиндра к ковшу передается либо через четырехзвенник (рис. 52е), либо через шестизвенник (рис. 52ж). Применение последней схемы позволяет существенно увеличить угол поворота ковша при одинаковом ходе штока гидроцилиндра.

Как правило, механизм поворота у неполноповоротных экскаваторов действует от гидроцилиндра, а у полноповоротных — от гидромотора.

Гидравлический экскаватор на гусеничном ходу может приводиться в движение от одного или двух гидромоторов. В первом случае движение к гусеничному ходу от гидромотора передается механически.

У экскаватора на пневмоколесном ходу привод механизма передвижения можно принять от одного гидромотора на всю ходовую часть, или каждого колеса от своего гидромотора.

На основе изучения рекомендуемой литературы и полученных сведений, на первом этапе проектирования выбирают и обосновывают общую компоновочную схему машины и схемы привода основных сборочных единиц проектируемого экскаватора.

Выбор и обоснование основных параметров. Рабочие параметры машины и основные размеры рабочего оборудования устанавливают по ГОСТу 22894-77. Для ориентировочных расчетов машин можно использовать вероятностно-статистические методы, нормативные материалы и эмпирические уравнения, связывающие между собой основные параметры экскаватора. При этом для определения рабочих параметров машины необходимо вычислить:

конструктивную массу, $m = 22,5 q_k$

где q_k — объем ковша, m^3 ;

усредненные массы, т

а) поворотной платформы

$$m_{пов} = 0,49 m;$$

б) ходовой тележки

$$m_{хм} = 0,36 m;$$

в) стрелы

$$m_c = 4,4 q_k - 1,1;$$

г) рукояти

$$m_p = 1,55 q_k - 0,2;$$

д) ковша

$$m_k = (1,5 - 1,9) q_k$$

причем, большие значения принимают для ковшей, предназначенных для разработки прочных грунтов, меньшие — для средних грунтов.

База гусеничного хода, м

$$B_g = 3,24 (q_k)^{0,333}$$

база колесного хода, м

$$B_k = 3,53 (q_k)^{0,333}$$

Мощность двигателя может быть определена по удельной энергоемкости копания:

$$N = \frac{q_k K_n K}{t_{\text{коп}} K_p \eta_{\text{коп}} \eta_{\text{пр}} \eta_{\text{н}}},$$

где K — удельная энергоемкость копания грунта;
 $t_{\text{коп}}$ — время копания равно $0,3 t_{\text{ц}}$. Время цикла $t_{\text{ц}}$ ориентировочно можно определить по ГОСТ 22894-77;
 K_n — коэффициент наполнения ковша;
 K_p — коэффициент разрыхления грунта;
 $\eta_{\text{коп}}$ — КПД поворота рукояти или ковша; $\eta_{\text{коп}} = 0,7 - 0,8$;
 $\eta_{\text{пр}}$ — КПД использования мощности привода $\eta_{\text{пр}} = 0,8 - 0,9$.
 $\eta_{\text{н}}$ — КПД насоса, $\eta_{\text{н}} = 0,9$.

Наиболее распространенным видом рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов с гидравлическим приводом является оборудование обратной лопатой. Этим рабочим оборудованием можно выполнить большое число совмещаемых операций в цикле при более тяжелом нагружении привода. Поэтому рекомендуется принимать за расчетный вид оборудования рабочее оборудование обратной лопаты.

Размеры рабочего оборудования по длине (l_c , l_p , r_k) и координаты пяты стрелы X и Y (расстояние от оси крепления пяты стрелы до оси вращения платформы и до уровня стояния) должны обеспечивать предельные рабочие параметры экскаватора — глубину копания и высоту выгрузки.

На основе методов подобия и статистического анализа конструкции современных гидравлических экскаваторов получена зависимость для определения глубины копания (рис. 53):

$$H_k = 1,7 + 1,604 (m - 5)^{0,333}.$$

Глубина копания H_k и высота выгрузки H_B связаны соотношением

$$H_B = (H_k b - K_p)^{0,5},$$

где b — ширина ковша, м.

В соответствии с действующим ГОСТом 17257-71 ширина ковша обратной лопаты

$$b = 1,51 q_k^{0,333} - 0,26, \text{ м.}$$

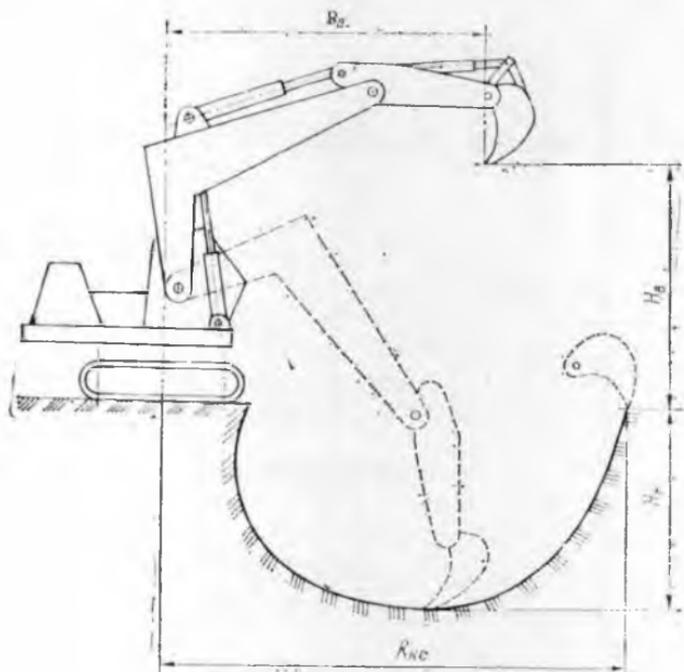


Рис. 53. Основные параметры экскаватора с рабочим оборудованием обратной лопаты.

Между длиной стрелы l_c , полным углом ее поворота α_c , углом поворота вверх от горизонтали α'_c и размерами H_k и H_b существует зависимость

$$l_c = \frac{H_k + H_b}{2 \sin(\alpha_c/2) \cos(\alpha'_c - \alpha_c/2)}$$

Анализ данной зависимости показывает, что можно уменьшить длину стрелы l_c и тем самым снизить массу рабочего оборудования при неизменных рабочих параметрах H_k и H_b , за счет увеличения угла α_c . Угол поворота стрелы выбирают в пределах $84 - 106^\circ$. При $\alpha_c = 90^\circ$ длина стрелы определяется

$$l_c = 0,71 (H_k + H_b).$$

Для унификации элементов рабочего оборудования длину стрелы делают базовой и для других видов рабочего оборудования.

Длина рукояти с ковшем должна обеспечивать полное заполнение ковша грунтом. Исходя из этого:

$$l_p = 1,34 m^{0,25} - r_k,$$

где r_k — радиус траектории режущей кромки ковша:

$$r_k = \left| \frac{2q_k K_\varphi}{b(2\varphi - \sin 2\varphi) K_p} \right|^{0,5}.$$

Полный угол поворота ковша относительно рукояти 2φ должен обеспечивать величину угла захода ковша за ось рукояти в пределах $15-20^\circ$ и исключать высыпание грунта из ковша при повороте рукояти на выгрузку. Полный угол поворота ковша принимают обычно в пределах $140-160^\circ$ ($2,443 - 2,792$ рад).

При проектировании необходимо стремиться к снижению момента инерции и опрокидывающего момента, действующего на экскаватор при торможении рабочего оборудования. Это возможно при уменьшении радиуса копания R_n и неизменной глубине копания за счет смещения оси крепления пяты стрелы к оси поворотной платформы. При этом крайняя точка забоя не может быть расположена ближе оси передней звездочки гусеничного хода или оси колес. Расстояние X определяют

$$X = E + r_k + l_p - l_c \sin \alpha'_c,$$

где $E = 0,5 B$ — половина базы машины.

Расстояние от оси поворота стрелы до уровня основания:

$$Y = r_k + l_p + H_B - l_c \sin \alpha'_c.$$

Если принять $\alpha_c = 90^\circ$ и $\alpha'_c = 45^\circ$, то

$$\begin{aligned} X &= E + r_k + l_p - 0,71 l_c; \\ Y &= r_k + l_p + H_B - 0,5 (H_k - H_B). \end{aligned}$$

Найденные значения X и Y являются базовыми для остальных видов рабочего оборудования.

Для рабочего оборудования прямой лопаты находят длину рукояти l_p и параметры ковша, обеспечивающие высоту копания H_k^n и наибольшую высоту выгрузки H_B^n . На основе ГОСТ 22894-77 высота копания H_k^n может быть определена;

$$H_k^n = 2,8 q_k^{0,845} + 4,63.$$

Длина стрелы l_c , длина рукояти l_p^n , длина ковша l_k^n , угол поворота стрелы α'_c , координата пяты стрелы y и высота копания прямой лопаты H_k^n взаимосвязаны соотношением

$$l_c + l_p^n + l_k^n = \frac{H_k^n - y}{\sin \alpha'_c}.$$

Длина ковша прямой лопаты может быть определена

$$l_k^n = (0,975 - 1,131) q_k^{0,333}, \text{ м.}$$

Меньшие значения принимаются в случае разработки тяжелых и средних грунтов, большие — легких грунтов.

Следовательно, длина рукояти рабочего оборудования прямого копания

$$l_p = \frac{H_k^n - y}{\sin \alpha'_c} - [l_c + (0,975 - 1,31) q_k^{0,333}].$$

Отклонение найденных значений рабочих параметров (глубины и высоты копания H_k , высоты выгрузки H_b) от значений, указанных в ГОСТ 22894-77, должно быть не более 300 м.

На основе полученных данных выполняется эскизная компоновка экскаватора, как правило, в два этапа. На первом этапе выявляют положение, массу, координаты центров тяжести основных сборочных единиц для последующего определения усилий и подбора гидродвигателей или гидромоторов. На втором этапе конструктивно оформляют основные сборочные единицы гидравлического экскаватора для последующих прочностных расчетов.

Эскизную компоновку желательно выполнять в масштабе 1:10 или 1:15 на миллиметровой бумаге. Чертежи при этом целесообразно выполнять тонкими линиями, чтобы после расчетов можно было произвести необходимые изменения.

Расчет рабочего оборудования. Рабочее оборудование обратной и прямой лопат позволяет разрабатывать грунт поворотом рукояти или совместным движением стрелы и рукояти. Рабочим оборудованием об-

ратной лопаты можно копать грунт еще и поворотом ковша относительно шарнира крепления его к рукояти.

В настоящее время принято считать, что при копании грунта поворотом рукояти характер распределения усилий и процесс заполнения ковша у гидравлических экскаваторов происходит аналогично экскаваторам с механическим приводом. Усилия на режущей кромке ковша, толщина срезаемой стружки и путь наполнения ковша в этом случае определяются по формулам, применяемым при расчете экскаваторов с канатно-блочной подвеской рабочего оборудования. Возможное касательное усилие на режущей кромке ковша при этом ограничивается реактивным давлением в гидроцилиндрах стрелы и ковша, т. е. должно соблюдаться условие:

$$P_{\max}^c = \frac{4 \sum_{i=1}^n M_{Ai}}{l_{\text{цс}} \pi D_c^2} = \frac{1,273 \sum_{i=1}^n M_{Ai}}{l_{\text{цс}} D_c^2} < [P];$$

$$P_{\max}^k = \frac{1,273 (P_k r_k - m_{k+г} l_{k+г} g)}{l_{\text{цк}} D_k^2} < [P],$$

где $[P]$ — допустимое давление рабочей жидкости в гидросистеме, МПа;

P_{\max}^c, P_{\max}^k — максимальные реактивные давления в цилиндрах соответственно стрелы и поворота ковша, МПа,

$\sum M_{Ai}$ — сумма моментов всех действующих сил относительно оси поворота стрелы А, НМ;

P_k — касательное усилие на режущей кромке ковша, Н;

D_c, D_k — соответственно диаметры цилиндров стрелы и ковша, м².

$m_{k+г}$ — масса ковша с грунтом, м²;

$l_{\text{цс}}$ — плечо действия усилия цилиндра стрелы относительно оси А, м;

$l_{k+г}, l_{\text{цк}}$ — соответственно плечи действия сил массы ковша с грунтом и усилия гидроцилиндра поворота ковша относительно оси крепления ковша к рукояти, м.

Плечи действия сил определяют графически на первом этапе эскизной компоновки. Исходя из условия

равенства работ, выполняемых гидроцилиндром и затрачиваемых машиной на подъем стрелы или копание грунта, можно найти диаметры гидроцилиндров привода стрелы и поворота ковша:

$$D_c = \left(\frac{m_{po} g_k h_{ц}}{\pi p L_{цс} \eta_{пр}} \right)^{0,5};$$

$$D_k = \left(\frac{q_k K_H K}{\pi p l_{цк} K_p \eta_{пр} \eta_{коп}} \right)^{0,5},$$

где m_{po} — масса рабочего оборудования, кг;
 $h_{ц}$ — высота подъема центра тяжести рабочего оборудования, ее определяют по разности отметок в верхнем и нижнем положении оборудования, м;
 $L_{цс}$, $L_{цк}$ — соответственно рабочий ход поршня гидроцилиндра стрелы и поворота ковша, м. Определяется на этапе эскизной компоновки и корректируется в соответствии с ОСТ 22—1417—79.

По найденному диаметру выбирают гидроцилиндр по ОСТу 22—1417—79.

Далее, подставляя выбранные значения D_c и D_k в формулы, проверяют соблюдение условий. Если давления $P_{с\max}$ и $P_{к\max}$ превышают допустимые значения, то необходимо пересмотреть схему рабочего оборудования.

В случае копания грунта поворотом ковша усилие поворота ковша $P_{цк}$ (рис.54) определяют:

$$P_{цк} = \frac{0,25 q_k K_H K}{L_{цк} K_p \eta_{пр} \eta_{коп}}.$$

Касательное усилие, развиваемое на режущей кромке ковша:

$$P_k = \frac{P_{цк} l_{цк} \pm m_{к+г} l_{к+г} g}{r_k}.$$

При этом для каждого расчетного положения должно соблюдаться условие:

$$P_k > P_{р}, \text{ т. е. } \frac{P_{цк} l_{цк} \pm m_{к+г} l_{к+г} g}{r_k} > K F_{стр},$$

где $F_{стр}$ — площадь поперечного сечения стружки, м².

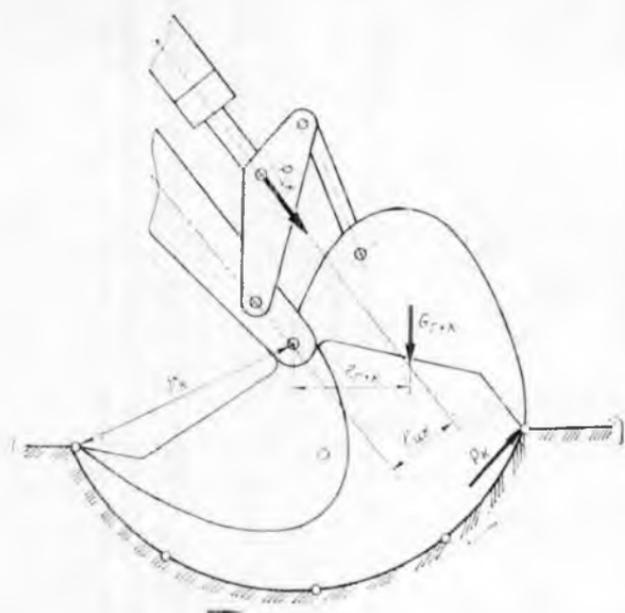


Рис. 54. Расчетная схема при копании грунта поворотом ковша.

Из условия заполнения ковша грунтом

$$F_{стр} = \frac{q_k K_{КН}}{r_k 2\varphi K_p},$$

где 2φ — угол полного поворота ковша, рад.

Подставив $F_{стр}$ и произведя соответствующие математические преобразования, получим:

$$\frac{q_k K_{КН}}{K_p} \left(\frac{0,25 l_{цк}}{L_{ц} \gamma_{пр} \gamma_{коп}} - \frac{1}{2\varphi} \right) + m_{к+г} l_{к+г} g > 0,$$

или

$$\frac{q_k K_{КН}}{K_p} \left(\frac{0,25 l_{цк}}{L_{ц} \gamma_{пр} \gamma_{коп}} - \frac{1}{2\varphi} \right) \geq m_{к+г} l_{к+г} g.$$

По данному соотношению проверяют возможность разработки грунта проектируемым рабочим оборудованием.

Остальные узлы и механизмы гидравлического экскаватора рассчитывают аналогично экскаватору с канатно-блочным приводом.

7. РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАШИНЫ

§ 1. Общие положения

Расчеты по технико-экономической оценке проектируемых машин выполняют в следующей последовательности: определяют эталонную (базовую) машину; устанавливают единицу измерения продукции; находят главные показатели по эталонной и новой или модернизированной машине или машине с новым сменным рабочим оборудованием; соизмеряют сравниваемые машины и определяют экономические показатели на принятую единицу измерения и на одну машину; определяют срок окупаемости и коэффициент эффективности.

Технико-экономическая эффективность новой конструкции или модернизированной машины, а также сменного рабочего оборудования оценивают методом сравнения с базовой машино-эталонном. В качестве эталона принимают: для новой машины — заменяемую машину, выполняющую те же операции технологического процесса; при модернизации существующей машины — два эталона — машину, которую модернизируют, и новую, более совершенную машину (если она выпускается промышленностью); для нового сменного рабочего оборудования — такое же сменное рабочее оборудование на данной машине и наиболее совершенную машину, выполняющую те же операции.

В тех случаях, когда проектируемая машина (или сменное рабочее оборудование) предназначена для замены ручного труда, для сравнения принимают показатели ручного труда.

Экономическая эффективность оценивается по основным и дополнительным показателям. Основные показатели: капитальные вложения; себестоимость на единицу измерения механизированных работ; трудоемкость единицы продукции и срок окупаемости капитальных вложений или соответствующий ему коэффициент эффективности. Дополнительные показатели характеризуют конкретные особенности и специфические черты, свойственные спроектированной конструкции — энергоемкость, металлоемкость, удельный расход топлива и эргономические показатели.

§ 2. Определение капитальных вложений

При определении стоимости машины и оборудования учитывают оптово-отпускные цены, составленные на основе действующих прейскурантов и ценников с добавлением расходов на ее первоначальную доставку и монтаж, а также заготовительные, складские и другие снабженческие расходы. При отсутствии цен на оборудование могут быть использованы укрупненные показатели для расчета стоимости новых машин, механизмов или оборудования по их массе, исходя из средней стоимости 1 кг однородного аналогичного оборудования.

Расчетная цена машины складывается из общих затрат на создание и освоение производства машины с учетом транспортных расходов. Капитальные вложения на технику по базисной и новой машине включают затраты, необходимые для эксплуатации машин (строительство стоянок для машин, постов для обслуживания и т. д.).

Капитальные вложения в технику, или расчетно-балансовую стоимость техники, вычисляют по формуле:

$$K = (C_m + C_{об}) K_б,$$

где C_m — оптово-отпускная цена машин, трактора, руб;
 $C_{об}$ — оптово-отпускная цена оборудования или навесной (прицепной) машины, которая агрегатируется с тягачами, тракторами или машинами, руб;

$K_б$ — коэффициент перехода от оптовой цены к расчетно-балансовой стоимости с учетом доставки: для дорожно-строительных машин, экскаваторов, не требующего монтажа — 1,0; то же, требующие монтажа — 1,12.

Удельные капитальные вложения на единицу продукции или выполненных работ (на 1 м³, 1 м, 1 м² и г. д.) определяют по расчетно-балансовой стоимости машины и ее годовой производительности при использовании на различных видах работ или операциях:

$$K_y = \frac{K T_{см}}{T_{гс} \Pi_{г}},$$

где K — расчетно-балансовая стоимость машины, руб;
 $T_{см}$ — число смен работы машины на отдельной операции;

$T_{гс}$ — число смен работы машины в год на всех операциях;

Π_r — годовая эксплуатационная производительность на отдельных операциях.

Значения годовой эксплуатационной производительности могут быть получены из отчетных данных по эталонной машине (или прототипу), а также можно определить расчетом по формуле:

$$\Pi_r = K_c q_n T_r,$$

где K_c — коэффициент внутрисменных потерь, учитывающий простои по техническим и технологическим причинам, неучтенные в годовом режиме работы, можно принять 0,75 — 0,85;

q_n — часовая норма выработки;

T_r — годовой фонд времени, ч.

Часовые нормы выработки характеризуют производительность машины за 1 час рабочего времени смены с учетом перерывов только по конструктивно-техническим и технологическим причинам в пределах рабочей зоны машины и без учета каких-либо простоев по метеорологическим и организационным причинам. Часовые нормы для прототипов машин принимают на основании „Единых норм и расценок (ЕНиР)“. Для спроектированной машины, по которым нет данных в ЕНиР, часовую норму выработки можно определить по формуле

$$q_n = q_T K_T,$$

где q_T — часовая техническая производительность,

K_T — коэффициент перехода от технической производительности к часовой норме выработки, можно принять 0,4 — 0,6,

$$q_T = q_K K_n K_p K_y,$$

где $q_K = 60 V_K n_K$ — конструктивная производительность машины,

V_K — объем ковша (призма волочения), м³,

$n_K = \frac{60}{t_n}$ — теоретическое число циклов в минуту,

t_n — продолжительность цикла работы машины, с;

K_n — коэффициент наполнения ковша для грунтов, 0,8 — 1,5,

K_p' — коэффициент, учитывающий разрыхление грунта

$$K_p' = \frac{1}{K_p},$$

K_p — коэффициент разрыхления грунта, равный 1,1 — 1,3,

$K_{ц}$ — коэффициент, учитывающий продолжительность цикла, принимаемый равным 0,8 — 0,98.

При определении $t_{ц}$, например для экскаваторов, целесообразно руководствоваться данными табл. 34 для практических расчетов.

Годовой фонд времени работы машины определяют расчетом, а также исходя из норм технологического проектирования, по формуле

$$T_r = \frac{(D_r - 0,72D_m - D_b - D_n) T_{см} K_{см}}{1 + D_p T_{см} K_{см}},$$

где D_r — количество дней в году,

D_m — простои по метеорологическим условиям, дней; принимается по данным Гидрометеослужбы применительно к наиболее характерной температурной зоне,

D_b — количество выходных и праздничных дней в году, определяемое по календарю,

D_n — количество дней, затрачиваемых на перебазировку в течение года, определяемое по формуле:

$$D_n = \frac{(D_r - 0,72D_m - D_b) d_n}{T_{об} \left(\frac{1}{T_{см} K_{см}} + D_p \right) + d_n},$$

где d_n — продолжительность одной перебазировки в днях (зависит от „разброса“ объектов использования, их дальности и т. д.),

$T_{об}$ — расчетное число машино-часов работы на объекте для выполнения типового технологического процесса ($T_{об} = 2400$),

$T_{см}$ — продолжительность смены в машино-часах (для шестидневной недели $T_{см} = 6,82$ ч, для пятидневной $T_{см} = 8,2$ ч),

$K_{см}$ — коэффициент сменности работы машины,

D_p — простои в машино-днях во всех видах технического обслуживания и ремонта, приходящиеся на 1 машино-час работы, определяемые по формуле:

$$D_p = \frac{D_k + T_n + n_{ср}d_{ср} + n_T d_T + n_{то}d_{то}}{T_{ц}}$$

где D_k — среднее время пребывания машины в капитальном ремонте в календарных сутках;

T_n — среднее время на доставку машин в ремонт и из ремонта, включая монтаж, в календарных сроках,

$T_{ц}$ — продолжительность межремонтного цикла, ч;

$d_{ср}$, d_T , $d_{то}$ — среднее время пребывания машины в среднем и текущем ремонтах и техническом обслуживании в календарных днях,

$n_{ср}$, n_T , $n_{то}$ — количество средних, текущих ремонтов и технических обслуживаний в одном межремонтном цикле.

Все входящие в формулу величины берутся согласно данным Инструкции ППР, кроме T_n , который для расчетов принимается равным 6 дням.

§ 3. Определение себестоимости продукции

Себестоимость продукции по базовой и новой или модернизированной машинам и машине с новым сменным рабочим оборудованием рассчитывают на единицу измерения механизированных работ применительно к средним, наиболее характерным условиям их использования.

Например, для бульдозера и скрепера задаются категорией грунта и расстоянием его перемещения, для экскаватора — категорией грунта и работой в отвал или транспорт.

Себестоимость единицы продукции (на 1 м³, на 1 м, 1 м² и т. д.) определяют по величине себестоимости машино-смены и сменной производительности

$$C = \frac{C_{мсм} P_1 + 3P_2}{\Pi_{см}}$$

где $C_{мсм}$ — себестоимость машино-смены, руб,

3 — зарплата вспомогательных рабочих, участвующих в механизированном процессе;

- P_1 — коэффициент, учитывающий накладные расходы. Нормативами накладные расходы установлены в размере 8% стоимости машино-смен, т. е. $P_1 = 1,08$;
- P_2 — коэффициент, учитывающий накладные расходы на основную зарплату рабочих, не учитываемую при расчете машино-смены; согласно нормативам $P_2 = 1,5$;
- $P_{см}$ — сменная выработка машины в единицах измерения данного вида механизированных работ.

Стоимость машино-смены определяется

$$C_{мсм} = \frac{C_{ед}}{T_{см}} + \frac{C_{г}}{T_{гс}} + C_{смз},$$

где $C_{ед}$ — единовременные затраты, связанные с доставкой машины на территорию строительства и созданием условий для нормальной ее эксплуатации,

$T_{см}$ — общее число смен работы машины на данном строительстве,

$C_{г}$ — затраты, исчисляемые по машине на год работы,

$T_{гс}$ — число смен работы машины в году,

$C_{смз}$ — сменные эксплуатационные затраты, исчисляемые непосредственно на машино-смену.

Единовременные затраты определяются

$$C_{ед} = C_{т} + C_{м} = 1,25 \frac{З_{т}G}{T_{см}} + 1,1 \frac{(Ц_{т} - З_{т})G}{T_{см}} + З_{м}K,$$

где $C_{т}$ — стоимость доставки машины на территорию строительства,

$З_{т}$ — заработная плата работников, участвующих в транспортировании машин на 1 т массы машины, руб. (табл. 34),

G — масса машины, т,

$Ц_{т}$ — стоимость перевозки на 1 т массы машины, руб. (табл. 34),

$C_{м}$ — стоимость монтажа и демонтажа машин, определяемая по сметной калькуляции на основе производственных или местных норм,

$З_{м}$ — заработная плата рабочих, занятых на монтаже, руб. (принимается по производственным нормам),

34. Затраты на транспортирование машин с площадки на площадку

Масса машины, т	Стоимость перевозки 1 т, руб.	В т. ч. заработная плата, руб.	Трудоемкость, чел-ч	Масса машины, т	Стоимость перевозки, 1 т, руб.	В т. ч. заработная плата, руб.	Трудоемкость, чел-ч
до 5,0	40,0	12,5	34,0	13,0	18,7	5,9	11,7
6,0	35,7	11,5	30,0	14,0	18,4	5,7	11,4
7,0	31,3	10,5	26,0	15,0	18,1	5,6	11,1
8,0	27,0	9,5	22,0	16,0	17,7	5,5	10,8
9,0	25,0	8,6	19,5	17,0	17,4	5,4	10,4
10,0	23,0	7,7	17,0	18,0	17,1	5,2	10,2
11,0	21,0	6,9	14,5	19,0	16,8	5,1	9,8
12,0	19,0	6,0	12,0	20,0	16,5	5,0	9,5

К — коэффициент, учитывающий дополнительные затраты на материалы, амортизационные отчисления и ремонт приспособлений, применяемых при монтаже. Принимают не более 1,55

Годовые затраты, приходящиеся на одну смену, определяют:

$$C_r = 1,1 \frac{KP}{100 T_{гс}}$$

где К — расчетно-балансовая стоимость машины, руб.;

Р — процент амортизационных отчислений от расчетно-балансовой стоимости машины;

$T_{гс}$ — число смен работы машины в году.

Сменные затраты определяют по формуле:

$$C_{см} = 1,253_p K_p + 1,1(C_э + C_c) + 1,253_t + 1,1(C_p - 3_t),$$

где 3_p — заработная плата рабочих, управляющих машиной и выполняющих ежедневное техническое обслуживание.

Количество и разряды рабочих принимают по ЕНиР и Единому тарифно-квалификационному справочнику работ и рабочих профессий, а часовые и сменные ставки — по тарифным ставкам, утвержденным для рабочих профессий, занятых на строительстве,

K_p — коэффициент, учитывающий премиальные надбавки рабочим, занятым управлением и ежедневным обслуживанием машины.

Согласно утвержденным нормативам премиальную надбавку принимают в размере 12,5% основной заработной платы, т. е. $K_p = 1,125$,

C_3 — стоимость топлива (для машин с ДВС) или электроэнергии (для машин с электродвигателями), принимаемая по справочным данным или расчетам, руб,

C_c — стоимость смазочных и вспомогательных материалов, принимаемая по справочным данным,

C_p — затраты на текущие ремонты машин, определяемые по справочным данным, руб,

Z_T — заработная плата рабочих, выполняющих текущий ремонт, определяемая по справочным данным, руб.

Стоимость топлива или электроэнергии рассчитывают:

$$C_3 = g_{cm} \Pi,$$

где g_{cm} — сменный расход топлива или электроэнергии,

Π — цена топлива или электроэнергии.

Сменный расход топлива для машин с двигателем внутреннего сгорания (кроме автомобилей):

$$g_{cm} = N t K_{дв} [g_n + (g_n - g_x) K_{дм}],$$

где N — номинальная мощность двигателя, кВт,

t — число часов работы в смену ($t = 6,8$ ч при шестидневной неделе и $t = 8,2$ ч — при пятидневной),

$K_{дв}$ — коэффициент использования двигателя по времени (табл. 35),

g_n — удельный расход топлива на 1 кВт/ч номинальной мощности двигателя при нормальной нагрузке (табл. 36);

35. Коэффициенты использования двигателей основных дорожно-строительных машин по мощности и времени

Машина	Коэффициент использования двигателей	
	по времени, $K_{дв}$	по мощности, $K_{дм}$
1. Экскаватор дизельный	0,7 — 0,8	0,3 — 0,5
2. Экскаватор электрический	0,4 — 0,6	0,25 — 0,3
3. Бульдозер	0,6	0,5
4. Скрепер прицепной	0,7	0,6
5. Скрепер самоходный	0,7	0,5
6. Автогрейдер	0,5	0,6

36. Удельный расход топлива для двигателей внутреннего сгорания

Вид топлива	Степень нагрузки — ход	Удельный расход топлива, кг на 1кВт/ч при нормальной мощности двигателя, кВт				
		до 11	до 30	до 60	до 110	до 150
Бензин	нормальный	0,46	0,41	0,39	0,39	—
	холостой	0,16	0,14	0,14	0,12	—
Дизельное	нормальный	0,31	0,3	0,29	0,27	0,24
	холостой	0,1	0,1	0,09	0,09	0,08

g_x — то же — при холостой работе двигателя (табл. 36),

$K_{дм}$ — средний коэффициент использования двигателя по мощности.

Сменный расход электроэнергии электродвигателем определяется:

$$\xi_{см} = \frac{NtK_{дв}K_{дм}K_{п}}{\eta}$$

где N — номинальная мощность электродвигателя, кВт,

t — число часов работы в смену,

$K_{дв}$ — коэффициент использования двигателя по времени,

$K_{дм}$ — коэффициент использования двигателя по мощности,

$K_{п}$ — коэффициент, учитывающий потери электроэнергии и расход на вспомогательные нужды,

η — КПД двигателя при принятой средней его нагрузке, определяемый по формуле

$$\eta = \eta_m \cdot K,$$

где η_m — КПД двигателя при нормальной мощности, указываемой в технической характеристике,

K — поправочный коэффициент, учитывающий снижение КПД двигателя в зависимости от использования его по времени,

$K_{дм}$ 0,8 0,7 0,6 0,5 0,4 0,3

K 0,98 0,97 0,95 0,93 0,80 0,86.

Сметную норму выработки машин устанавливают: для эталонных — по производственным нормам и переходным коэффициентам от производственных норм к сметным; для новых — расчетом, исходя из сопоставления технической производительности эталонной и

новой машины и коэффициентов перехода от технической производительности к сметной.

Для эталонной машины сметная норма выработки:

$$П_э = 6,82 П_т,$$

где $П$ — производственная норма выработки в принятых расчетных условиях (по ЕНиР).

m — коэффициент перехода от производственной нормы к сметной.

Для новой машины расчеты необходимо вести в следующей последовательности:

— определить коэффициент n перехода от технической производительности к производственной норме для эталонной машины по зависимости

$$n = \frac{П}{П_т},$$

где $П$ — производственная норма выработки (по ЕНиР),

$П_т$ — техническая производительность эталонной машины, принимаемая по технической характеристике или расчетом,

— установить часовую техническую производительность новой машины вышеуказанным методом,

— определить часовую производственную норму

$$П_1 = П_т n_1,$$

где n_1 — коэффициент перехода от технической производительности к производственной норме (можно принять равным n),

— вычислить сметную норму выработки

$$П_н = 6,82 П_1 m.$$

Годовые затраты труда по эталонной или новой машине:

$$t = t_1 + t_2 + t_3 = \frac{t_т G h_т}{T_{см}} + 6,82 T_{гс} + t_п T_{гс},$$

где t_1 — затраты труда на доставку машины,

t_2 — затраты труда машинистов,

t_3 — затраты труда на ремонт машины,

$t_т$ — трудоемкость транспортирования 1 т массы машины (табл. 34),

G — масса машины,

$T_{гс}$ — число смен работы машины в году,

$T_{см}$ — число смен работы машины на площадке,

t_p — затраты на текущий ремонт, приходящиеся на 1 ч работы машины.

Трудоемкость единицы продукции определяется:

$$t_{\text{ед}} = \frac{t}{\Pi_r},$$

где Π_r — годовая выработка машины в единицах измерения данного вида механизированных работ.

Годовая экономия по затратам труда составляет

$$t_{\text{э}} = \frac{(t_{\text{ен}} - t_{\text{еэ}})\Pi_{\text{гн}}}{t_{\text{ф}}},$$

где $t_{\text{ен}}$, $t_{\text{еэ}}$ — трудоемкость единицы продукции соответственно новой и эталонной машины,

$\Pi_{\text{гн}}$ — годовая производительность новой машины,

$t_{\text{ф}}$ — годовой фонд рабочего времени, ч.

Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений:

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_2 - K_1}{C_1 - C_2},$$

где K_1 , K_2 — удельные капитальные вложения по старой и новой машине,

C_1 , C_2 — себестоимость единицы продукции по тем же машинам.

Коэффициент эффективности определяется по выражению:

$$E = \frac{C_1 - C_2}{K_1 - K_2}.$$

Срок окупаемости новых капитальных вложений:

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_{\text{н}}}{(C_1 - C_2)\Pi_r},$$

где $K_{\text{н}}$ — новые капитальные вложения, руб.

Годовой народнохозяйственный экономический эффект от внедрения новой машины равен:

$$\text{Э} = (C_1 - C_2)\Pi_r + E_{\text{н}}(K_1 - K_2),$$

где $E_{\text{н}}$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений в строительство

$$E_{\text{н}} = \frac{1}{T_{\text{ок}}},$$

где $T_{\text{ок}}$ — нормативный срок окупаемости капитальных вложений ($T_{\text{ок}} = 6$ лет).

ЛИТЕРАТУРА

1. Дорожные машины. Часть I. Машины для земляных работ (под ред. А. А. Бромберга). М., 1972.
2. Справочник конструктора дорожных машин (под ред. И. П. Бородачева), М., 1973.
3. Машины для земляных работ (под ред. Н. Г. Гаркави). М., Высшая школа, 1982.
4. Гоберман Л. А. и др. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин. М., 1979.
5. Абрамов А. Н. Курсовое и дипломное проектирование по дорожно-строительным машинам, 1972.
6. Севров К. П. и др. Автогрейдеры. М., 1970.
7. Крутиков И. П. Экскаваторы. М., 1964.
8. Домбровский Н. Г., Панкратов С. А. Землеройные машины. Госстройиздат, 1963.
9. Прудников Г. Т. и др. Курсовое и дипломное проектирование. М., Колос, 1973.
10. Домбровский Н. Г. Экскаваторы. М., Машиностроение, 1969.
11. Домбровский Н. Г., Гальперин М. И. Строительные машины. М., Высшая школа, 1985.

ТУЛКУН ИШАНОВИЧ АСКАРХОДЖАЕВ
РИМ ХАНИФОВИЧ ВАЛЕЕВ
МИРАДЫЛ АБДУЛЛАВИЧ МИРСАДЫКОВ

ДИПЛОМНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН

Учебное пособие

Ташкент „Укитувчи“ 1988

Редактор *М. Бондаренко*
Технич. редакторы *С. Турсунова, Э. Вильданова*
Худож. редактор *В. Слабунов*
Корректоры *В. Тараненко, Л. Галибжанова*

ИБ 3859

Сдано в набор 29. 11. 87. Подписано в печать 01. 04. 88. Р 15001. Формат 84×108^{1/32}.
Бумага тип. № 2. Гарнитура литературная. Кегль 10 бпш. Печать высокая.
Усл. печ. л. 9,66. Усл. кр.-отт. 9,82. Уч. изд. л. 8,15. Тираж 2000. Зак. № 1020.
Цена 45 к.

Издательство „Укитувчи“. Ташкент, ул. Навои, 30. Договор 06—202—87.

Объединенное издательство и типография областных газет имени
М. В. Морозова. Самарканд, ул. Турсунова, 82. 1988.