

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
ОРДЕНОВ ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

С. Г. Рубец, Е. И. Мажугин

МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области сельского хозяйства
в качестве учебно-методического пособия для студентов
учреждений, обеспечивающих получение
высшего образования I ступени по специальности
1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных
и водохозяйственных работ*

Горки
БГСХА
2021

УДК 624.132(075.8)
ББК 40.723я73
Р82

*Рекомендовано методической комиссией
факультета механизации сельского хозяйства
27.04.2020 (протокол № 8)
и Научно-методическим советом БГСХА
30.04.2020 (протокол № 8)*

Авторы:

кандидат технических наук, доцент *С. Г. Рубец*;
кандидат технических наук, доцент *Е. И. Мажугин*

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент *В. А. Дремук*;
кандидат технических наук, доцент *Ю. Л. Салапура*

Рубец, С. Г.

Р82 Машины для земляных работ : учебно-методическое пособие / С. Г. Рубец, Е. И. Мажугин. – Горки : БГСХА, 2021. – 101 с.
ISBN 978-985-882-065-7.

Приведены методики расчета основных конструктивно-технологических параметров, тяговых и статических расчетов, наиболее широко используемых в мелиоративном и водохозяйственном строительстве землеройных и землеройно-транспортных машин.

Для студентов учреждений, обеспечивающих получение высшего образования I ступени по специальности 1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ.

**УДК 624.132(075.8)
ББК 40.723я73**

ISBN 978-985-882-065-7

© УО «Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия», 2021

ВВЕДЕНИЕ

Курсовое проектирование – самостоятельная работа студента, которая предусматривает систематизацию, закрепление и углубление знаний по конкретной дисциплине.

Важной особенностью курсового проектирования является его практическая значимость, т. е. возможность последующего использования результатов проектирования в условиях реального производства. В частности, целесообразно осуществлять модернизацию машин и оборудования, находящихся в эксплуатации.

Курсовая работа, как единый комплекс задач, тесно увязанных между собой, завершает подготовку специалиста по данной дисциплине и способствует последующему успешному выполнению дипломного проекта. Таким образом, выполнение курсовой работы является важным подготовительным этапом к дипломному проектированию. Не исключена возможность того, что дипломный проект будет являться дальнейшим развитием темы курсовой работы.

Курсовая работа по учебной дисциплине «Машины для земляных работ» выполняется на базе материалов лекций, лабораторных и практических занятий, самостоятельного изучения рекомендуемой литературы.

В процессе выполнения курсовой работы студент должен закрепить и практически применить знания по методам расчета машин для земляных работ, изучить основы проектирования, конструирования и компоновки узлов, главным образом рабочих органов, и машины в целом.

Для выполнения курсовой работы каждый студент получает задание установленного образца с указанием темы, исходных данных, объема графической части, рекомендуемой литературы, даты выдачи задания и срока сдачи готовой курсовой работы.

Расчетно-пояснительная записка должна включать: титульный лист (прил. 1), задание на проектирование, содержание, реферат, основную часть, список использованных источников, приложения.

Графическая часть состоит из четырех листов. На первом листе дается обзор конструкций рабочего органа (формат А2), на втором – общий вид проектируемой (модернизируемой) машины (формат А2). На втором листе допускается помещать техническую характеристику машины.

На третьем листе может (по заданию) вычерчиваться гидравлическая, электрогидравлическая, кинематическая или технологическая схема (формат А1). Если в задании не указано вычерчивание схемы, то на этом листе выполняются сборочные чертежи, изображающие отдельные части, сборочные единицы оборудования (формат А1). Эти чертежи предназначены для пояснения сборки машины и должны содержать такое число проекций и разрезов, которое необходимо и достаточно для полного уяснения взаимного расположения подлежащих сборке деталей. Как и все чертежи, сборочные чертежи должны соответствовать требованиям ЕСКД. На сборочных чертежах должны быть даны указания, необходимые для сборки узлов, и следующие размеры: габаритные, установочные, присоединительные, номинальные размеры сопряжений с указанием посадок, межосевые расстояния. Должна быть составлена спецификация.

На четвертом листе выполняются рабочие чертежи только нестандартных деталей (деталировки) (формат А1). На чертеж наносят все размеры, которые необходимы для изготовления детали: номинальные размеры с указанием посадок и отклонений, свободные размеры, шероховатости поверхностей, отклонения формы и расположения поверхностей. На поле чертежа в левом верхнем углу помещают дополнительный штамп.

Требования к оформлению расчетно-пояснительной записки и листов графической части представлены в стандарте предприятия «Проекты (работы) курсовые и дипломные. Общие требования и оформление» (СТП БГСХА 2.001–2011).

При защите курсовой работы в докладе студент должен объяснить назначение, область применения, устройство и работу машины и ее отдельных узлов, особенности расчетов, технико-экономические показатели, особенности эксплуатации машины, достоинства и недостатки спроектированной конструкции по сравнению с аналогичными того же или близкого назначения. Кроме того, он должен дать исчерпывающие ответы на все вопросы, освещенные в расчетно-пояснительной записке.

При оценке курсовой работы учитываются степень самостоятельности при выполнении работы, глубина проработки всех разделов, обоснованность и качество проектно-конструкторских разработок, качество оформления расчетно-пояснительной записки и выполнения чертежей, построение доклада при защите и точность ответов на вопросы членов комиссии.

1. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Основные разделы курсовой работы: введение; обзор (анализ) существующих конструкций; выбор и описание принятой конструкции (конструктивной схемы) проектируемой машины (рабочего органа); расчетная часть; техническое обслуживание машины; охрана труда при эксплуатации машины; расчет технико-экономических показателей; заключение; список использованных источников; приложения. Рекомендуемое содержание основной части курсовой работы для описания машин, вынесенных на курсовое проектирование, приведено в прил. 2–5.

1.1. Введение

Заглавием должно служить слово «ВВЕДЕНИЕ», написанное на отдельной строке прописными буквами. Целью введения является обоснование актуальности (необходимости и своевременности) темы курсовой работы. Введение следует начинать с изложения общих задач в области, к которой относится разрабатываемый проект. В данном случае – мелиорация, гражданское и мелиоративное строительство. Приводимые во введении цифры и фактический материал должны иметь ссылки на литературные источники.

После изложения общих задач, решаемых в данной области, переходят к описанию роли технологического процесса, для выполнения которого предназначена разрабатываемая машина или оборудование. Приводятся сведения об объемах работ по данному процессу в настоящее время. Отмечается уровень механизации данного вида работ и наличие машин, предназначенных для их выполнения. На основании изложенных сведений делается заключение об актуальности темы.

Следует иметь в виду, что поскольку обычно курсовая работа выполняется в учебных целях, то тема может и не иметь острой актуальности. В таком случае введение заканчивается словами о том, что тема разрабатывается согласно заданию на курсовое проектирование.

1.2. Обзор существующих конструкций

Этот раздел способствует формированию у студентов инженерного мышления и является частью научно-исследовательской работы студентов, реализуемой в рамках учебной дисциплины.

В данном разделе на основании изучения литературных источников приводится описание существующих конструкций машин или их рабочих органов, предназначенных для выполнения того же вида работ, что и разрабатываемая (модернизируемая) машина или рабочее оборудование. Если существует много различных машин, то сначала следует дать их классификацию. Затем излагается принцип действия машин с приведением необходимых схем, рисунков, фотографий (при возможности). Если отечественная или зарубежная промышленность выпускает машины данных конструкций, то следует приводить их основные технологические показатели. Описание конструкций машин обязательно должно сопровождаться анализом преимуществ и недостатков каждой конструкции. Особенно подробно необходимо анализировать конструкции машин, наиболее близких к проектируемой. Их следует рассматривать в последнюю очередь.

По материалам, приведенным в этом разделе, делаются выводы, в которых обязательно указываются наиболее перспективные тенденции развития конструкций машин и рабочего оборудования, предназначенных для выполнения тех же операций, что и проектируемая машина, и дается общая оценка описанных конструкций.

1.3. Выбор и описание конструкции проектируемой машины

Выбор схемы машины производится с учетом выводов, приведенных в разделе 1.2. Принятая схема должна соответствовать заданию на проектирование, быть описана, т. е. должны быть указаны назначение и взаимосвязь основных сборочных единиц и, если это требуется для объяснения принципа действия, их взаимное расположение. При необходимости, кроме описания рабочего процесса, излагаются особенности агрегатирования и перевода оборудования из транспортного положения в рабочее и фиксации его в транспортном положении. Если проектируемая машина предназначена для выполнения промежуточных технологических операций, то следует указать, в комплексе с какими машинами она должна работать и какие необходимы предварительные (подготовительные) работы на объекте.

Указываются технические, агротехнические и другие требования, предъявляемые к выполняемой операции.

1.4. Расчетная часть

Расчетная часть выполняется в соответствии с существующими методическими разработками. Все ее разделы должны быть обоснованы, а расчеты – сопровождаться схемами нагрузок, эскизами рассчитываемых деталей и узлов, эпюрами.

Если в задании на проектирование указана базовая машина, то в подразделе «Выбор и обоснование основных параметров», которым обычно начинается расчетная часть, следует привести основные технические данные базовой машины, и обязательно те, которые будут использованы в расчетах и технической характеристике проектируемой машины. Принимаемые для расчетов числовые значения должны быть обоснованы и иметь ссылки на литературные источники или предыдущие разделы расчетно-пояснительной записки. Основные результаты расчетов должны комментироваться исполнителем проекта. При выполнении этого раздела следует использовать стандарты, приведенные в прил. 6.

По мере выполнения расчетной части должны быть сделаны ссылки на все листы чертежей.

1.5. Техническое обслуживание

В данном разделе приводятся особенности технического обслуживания машины (виды, периодичность, проводимые операции).

1.6. Охрана труда при эксплуатации машины

Излагаются требования охраны труда при эксплуатации машины.

1.7. Расчет технико-экономических показателей

Производится расчет производительности, удельной энергоемкости и удельной материалоемкости.

1.8. Заключение

В заключении приводятся краткие выводы по основным разделам. Дается общая оценка машины: может ли данная конструкция составить предмет изобретения, возможность производства.

2. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ОДНОКОВШОВОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

2.1. Общие сведения об одноковшовых экскаваторах

Экскаватор (от лат. *excavo* – долблю, выдалбливаю) – это самоходная землеройная машина для разработки, перемещения, погрузки и укладки грунта. Его используют при строительстве промышленных и гражданских зданий и сооружений, автомобильных и железных дорог, аэродромов, гидротехнических систем и нефтепроводов, в карьерах при добыче строительных материалов и других полезных ископаемых.

Одноковшовый экскаватор (рис. 2.1) состоит из ходового устройства 1 и поворотной части 2, связанных между собой опорно-поворотным устройством 3. Поворотная часть выполнена в виде рамы. На ней установлено рабочее оборудование (стрела 4, гидроцилиндры 5, 8 и 9, ковш 6, рукоять 7) и привод, который с помощью силовой установки и трансмиссии приводит в движение рабочее оборудование и ходовое устройство. В передней части на раме размещена кабина 10 с органами управления.

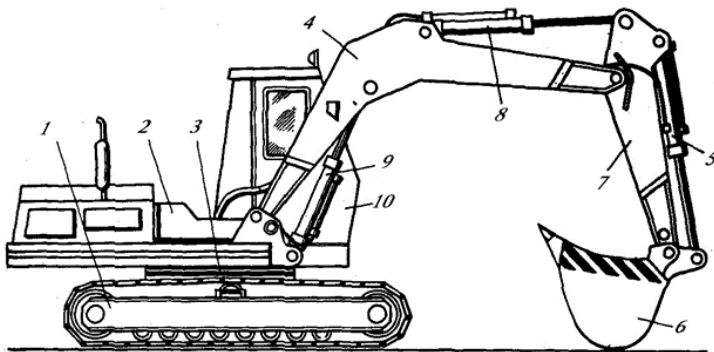


Рис. 2.1. Одноковшовый гидравлический экскаватор: 1 – ходовое устройство; 2 – поворотная часть; 3 – опорно-поворотное устройство; 4 – стрела; 5, 8 и 9 – гидроцилиндры; 6 – ковш; 7 – рукоять; 10 – кабина

Одноковшовые экскаваторы классифицируют по следующим основным признакам.

По эксплуатационному назначению: строительные универсальные, карьерные, вскрышные, специальные.

По типу ходового устройства: гусеничные, гусеничные с увеличенной поверхностью гусениц, пневмоколесные, на базе трактора, на специальном шасси и на шасси автомобиля.

По исполнению рабочего оборудования: с гибкой (канатной) подвеской; с жесткой подвеской (элементы рабочего оборудования приводятся в движение гидроцилиндрами); с телескопической стрелой.

По силовой части привода: одно- и многодвигательные, электрические, с двигателем внутреннего сгорания, дизель-электрические.

По типу трансмиссий: с механическими, гидравлическими, электрическими и смешанными трансмиссиями.

По виду системы управления: с гидравлическим, пневматическим, электрическим и комбинированным (электропневматическим, электрогидравлическим) управлением.

По исполнению опорно-поворотных устройств: полноповоротные и неполноповоротные.

По видам рабочего оборудования: прямая лопата, обратная лопата, драглайн, кран, грейфер, погрузчик, копер, боковой драглайн, планировщик, гидромолот, корчеватель, дизель-молот, захватно-клещевое оборудование с рыхлителем, рыхлитель и др.

К основным параметрам экскаваторов относят: вместимость ковша, продолжительность цикла при повороте на 90° с выгрузкой грунта в транспорт или отвал, массу машины, мощность привода, скорость передвижения экскаватора, удельное давление на грунт, касательную и нормальную составляющие усилия на режущей кромке ковша, а также рабочие размеры экскаватора – максимальную глубину или высоту копания (соответственно для экскаваторов, разрабатывающих грунт выше или ниже уровня стоянки), высоту и радиус выгрузки грунта и др.

Исходными данными для установления основных параметров экскаватора являются его технологическое назначение и эксплуатационная производительность, которые указываются в задании на проектирование машины. Дополнительными условиями задания являются тип и особенности ходового оборудования и приводов (в том числе их силовой части, передаточных механизмов и систем управления), виды сменного рабочего оборудования, климатические условия использования экскаватора.

Расчет параметров начинают с обоснования конструктивной схемы экскаватора, включая его рабочее и ходовое оборудование, металло-

конструкции рабочего оборудования, подвеску ковша, основные механизмы, в соответствии с требованиями ГОСТов на одноковшовые экскаваторы и технологическим назначением машины путем изучения условий ее предстоящего использования, конструкций и опыта эксплуатации аналогичных моделей машины.

После этого определяют общие размеры экскаватора, размеры рабочего оборудования, массу, усилия, скорости и мощность основных рабочих движений.

Исходные данные для расчета: вместимость ковша – 0,4 м³, грунты IV категории, рабочее оборудование – обратная лопата, ходовое оборудование – гусеничное, исполнение рабочего оборудования – с жесткой подвеской.

2.2. Определение параметров поворотной платформы и ходового оборудования

Параметры одноковшового экскаватора определяют по основной эмпирической зависимости [4]:

$$A = k\sqrt[3]{G}, \quad (2.1)$$

где A – определяемый конструктивный параметр;

k – коэффициент для данного параметра (для выбора значения коэффициента необходимо использовать прил. 7);

G – масса экскаватора, т.

Некоторые из определяемых параметров для наглядности приведены на рис. 2.2.

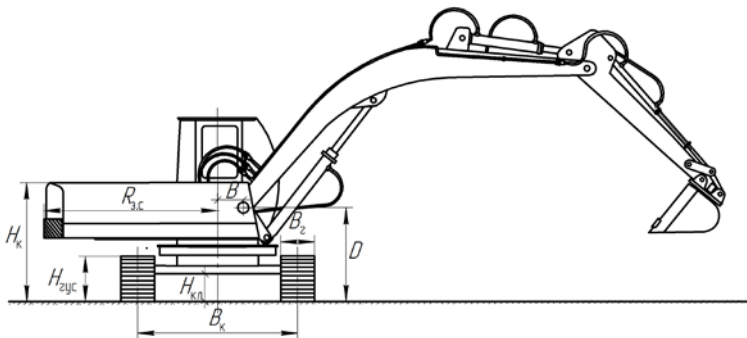


Рис. 2.2. Схема экскаватора с определяемыми параметрами

Массу экскаватора определим по формуле

$$G = G_{\text{уд}} q, \quad (2.2)$$

где $G_{\text{уд}}$ – удельный вес машины, отнесенный к вместимости ковша,

$$G_{\text{уд}} = 15 \dots 44 \text{ т/м}^3 [7], \text{ принимаем } G_{\text{уд}} = 34,5 \text{ т/м}^3;$$

q – вместимость ковша, м^3 .

Получаем $G = 34,5 \cdot 0,4 = 13,8 \text{ т}$.

Высота кузова

$$H_{\text{к}} = 1,2 \sqrt[3]{G}. \quad (2.3)$$

Получаем $H_{\text{к}} = 1,2 \sqrt[3]{13,8} = 2,9 \text{ м}$.

Радиус задней стенки кузова

$$R_{\text{з.с}} = (0,93 \dots 1,2) \sqrt[3]{G}. \quad (2.4)$$

Получаем $R_{\text{з.с}} = (0,93 \dots 1,2) \sqrt[3]{13,8} = 2,2 \dots 2,9 \text{ м}$. Принимаем

$R_{\text{з.с}} = 2,5 \text{ м}$.

Расстояние от оси пяты стрелы до оси поворотной платформы

$$B = (0,18 \dots 0,2) \sqrt[3]{G}. \quad (2.5)$$

Получаем $B = (0,18 \dots 0,2) \sqrt[3]{13,8} = 0,42 \dots 0,48 \text{ м}$. Принимаем

$B = 0,45 \text{ м}$.

Возвышение пяты стрелы над уровнем стоянки экскаватора

$$D = (0,7 \dots 0,8) \sqrt[3]{G}. \quad (2.6)$$

Получаем $D = (0,7 \dots 0,8) \sqrt[3]{13,8} = 1,7 \dots 1,9 \text{ м}$. Принимаем

$D = 1,9 \text{ м}$.

Ширина поворотной платформы

$$B_{\text{п.п}} = (1,05 \dots 1,15) \sqrt[3]{G}. \quad (2.7)$$

Получаем $B_{\text{п.п}} = (1,05 \dots 1,15) \sqrt[3]{13,8} = 2,5 \dots 2,7 \text{ м}$. Принимаем

$B_{\text{п.п}} = 2,6 \text{ м}$.

Клиренс под платформой

$$H_{\text{кл}} = (0,32 \dots 0,34) \sqrt[3]{G}. \quad (2.8)$$

Получаем $H_{кл} = (0,32...0,34)\sqrt[3]{13,8} = 0,7...0,8$ м. Принимаем $H_{кл} = 0,75$ м.

База гусеничного ходового устройства

$$L_6 = (1...1,05)\sqrt[3]{G}. \quad (2.9)$$

Получаем $L_6 = (1...1,05)\sqrt[3]{13,8} = 2,4...2,5$ м. Принимаем $L_6 = 2,45$ м.

Высота гусеницы

$$H_{гус} = (0,26...0,3)\sqrt[3]{G}. \quad (2.10)$$

Получаем $H_{гус} = (0,26...0,3)\sqrt[3]{13,8} = 0,6...0,7$ м. Принимаем $H_{гус} = 0,65$ м.

Длина гусеничного ходового устройства

$$L_{гус} = (1,2...1,3)\sqrt[3]{G}. \quad (2.11)$$

Получаем $L_{гус} = (1,2...1,3)\sqrt[3]{13,8} = 2,9...3,1$ м. Принимаем $L_{гус} = 3,0$ м.

Колея гусеничного ходового оборудования

$$B_k = (0,8...0,9)\sqrt[3]{G}. \quad (2.12)$$

Получаем $B_k = (0,8...0,9)\sqrt[3]{13,8} = 1,9...2,1$ м. Принимаем $B_k = 2,0$ м.

Ширина звена гусеничной ленты

$$B_r = (0,2...0,22)\sqrt[3]{G}. \quad (2.13)$$

Получаем $B_r = (0,2...0,22)\sqrt[3]{13,8} = 0,48...0,52$ м. Принимаем $B_r = 0,5$ м.

Частота вращения поворотной платформы $n = 6...9$ мин⁻¹ [10]. Принимаем $n = 7$ мин⁻¹.

Скорость перемещения экскаватора выбирается из диапазона 2...3 км/ч [10]. Принимаем $v = 2,3$ км/ч = 0,64 м/с.

Максимальный преодолеваемый экскаватором угол подъема $\alpha = 18...22^\circ$.

Наибольшее тяговое усилие

$$T_{\text{сц}} = Gg\varphi_{\text{сц}}, \quad (2.14)$$

где $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления ходового оборудования с основанием,

$$\varphi_{\text{сц}} = 0,6 \dots 0,8;$$

g – ускорение свободного падения.

Получаем $T_{\text{сц}} = 26000 \cdot 9,81 \cdot 0,7 = 182000$ Н.

2.3. Определение параметров рабочего оборудования

На месте разработки грунта экскаватор может использовать как прямую, так и обратную лопату, поэтому параметры рабочего оборудования будем рассчитывать для прямой и обратной лопаты.

Наибольший радиус копания определим по формуле

$$R_{\text{коп}} = (3,25 \dots 3,35) \sqrt[3]{G}. \quad (2.15)$$

Получаем $R_{\text{коп}} = (3,25 \dots 3,35) \sqrt[3]{13,8} = 7,8 \dots 8$ м. Принимаем $R_{\text{коп}} = 7,9$ м.

Наибольшая глубина копания для обратной лопаты

$$H_{\text{коп}} = (2,05 \dots 2,15) \sqrt[3]{G}. \quad (2.16)$$

Получаем $H_{\text{коп}} = (2,05 \dots 2,15) \sqrt[3]{13,8} = 4,9 \dots 5,1$ м. Принимаем $H_{\text{коп}} = 5,0$ м.

Наибольшая высота выгрузки для прямой лопаты

$$H_{\text{в}} = (1,8 \dots 1,9) \sqrt[3]{G}. \quad (2.17)$$

Получаем $H_{\text{в}} = (1,8 \dots 1,9) \sqrt[3]{13,8} = 4,3 \dots 4,5$ м. Принимаем $H_{\text{в}} = 4,4$ м.

Длина моноблочной стрелы

$$L_{\text{с}} = (2 \dots 2,2) \sqrt[3]{G} \quad (2.18)$$

Получаем $L_{\text{с}} = (2 \dots 2,2) \sqrt[3]{13,8} = 4,8 \dots 5,3$ м. Принимаем $L_{\text{с}} = 5,1$ м.

Длина рукояти

$$L_{\text{р}} = (1 \dots 1,05) \sqrt[3]{G}. \quad (2.19)$$

Получаем $L_p = (1 \dots 1,05) \sqrt[3]{13,8} = 2,4 \dots 2,5$ м. Принимаем $L_p = 2,5$ м.
Ширина ковша

$$b_k = 1,2 \sqrt[3]{q}. \quad (2.20)$$

Получаем $b_k = 1,2 \sqrt[3]{0,4} = 0,9$ м.

Длина ковша

$$l_k = 0,96 \sqrt[3]{q}. \quad (2.21)$$

Получаем $l_k = 0,96 \sqrt[3]{0,4} = 0,7$ м.

Высота ковша

$$h_k = 0,86 \sqrt[3]{q}. \quad (2.22)$$

Получаем $h_k = 0,86 \sqrt[3]{0,4} = 0,6$ м.

2.4. Расчет и выбор гидроцилиндра поворота ковша

Усилие на штоке гидроцилиндра поворота ковша определяем из условия разработки грунта только гидроцилиндром поворота ковша, а остальные гидроцилиндры находятся в запертом положении, и рабочее оборудование (стрела – рукоять) представляет собой жесткую конструкцию.

Для расчета усилий, действующих на штоках гидроцилиндров рабочего оборудования экскаватора с обратной лопатой, составим расчетную схему в масштабе 1:50 (рис. 2.3).

Для определения усилия на штоке гидроцилиндра поворота ковша составим уравнение моментов всех действующих усилий относительно точки O , т. е. оси поворота ковша.

$$\sum M_F(O) = 0; S_{ц.к} r_{ц.к} - F_{01} r_{01} + F_{02} r_{02} - G_{сумм} r_{к+г} = 0, \quad (2.23)$$

где $S_{ц.к}$ – усилие на штоке гидроцилиндра поворота ковша, Н;

F_{01}, F_{02} – силы сопротивления грунта копанию, Н;

$G_{сумм}$ – вес ковша с грунтом и устройства модернизации, Н;

$r_{ц.к}, r_{01}, r_{02}, r_{к+г}$ – плечи действия соответствующих усилий. Из расчетной схемы, выполненной в масштабе, находим $r_{ц.к} = 0,6$ м; $r_{01} = 2,3$ м; $r_{02} = 1$ м; $r_{к+г} = 0,9$ м.

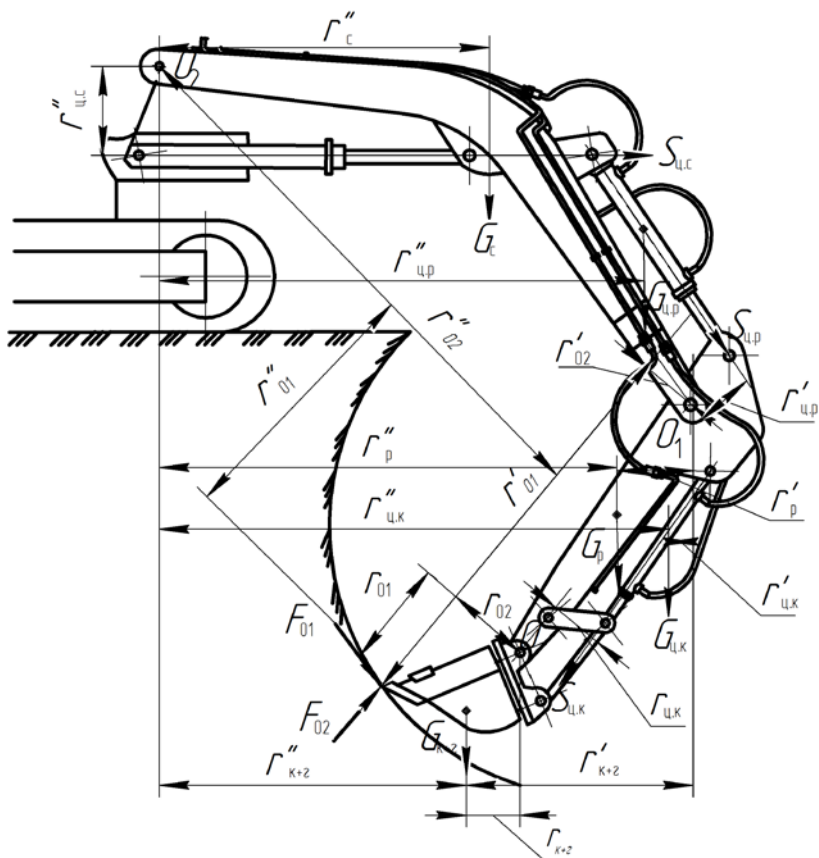


Рис. 2.3. Расчетная схема для определения усилий на штоках гидроцилиндров рабочего оборудования

Определяем усилия, входящие в формулу (2.23).

$$F_{01} = k_k b_k c, \quad (2.24)$$

где k_k – удельное сопротивление грунта копанью, принимаем $k_k = 16 \text{ Н/см}^2$ [10];

b_k – ширина ковша, см;

c – толщина срезаемой стружки грунта, $c = 10 \dots 18$ см [10]. Принимаем $c = 14$ см.

$$F_{01} = 16 \cdot 90 \cdot 14 = 20100 \text{ Н.}$$

$$F_{02} = \psi F_{01}, \quad (2.25)$$

где ψ – коэффициент, зависящий от режима работы, угла копания и износа рабочих органов, $\psi = 0,1 \dots 0,45$ [7]. Принимаем $\psi = 0,25$.

$$F_{02} = 0,25 \cdot 20100 = 5000 \text{ Н.}$$

Масса ковша определяется по следующей зависимости:

$$M_k = (1,5 \dots 1,7) q. \quad (2.26)$$

$$M_k = (1,5 \dots 1,7) \cdot 0,4 = 0,59 \dots 0,67 \text{ т.}$$

Принимаем $M_k = 0,64 \text{ т.}$

Масса грунта в ковше определяется по следующей зависимости:

$$M_r = \rho_r q, \quad (2.27)$$

где ρ_r – плотность грунта, принимаем $\rho_r = 1700 \text{ кг/м}^3$ [7].

$$M_r = 1700 \cdot 0,4 = 680 \text{ кг.}$$

Масса устройства модернизации в этом конкретном случае складывается из массы поворотного круга и гидромотора:

$$M_{\text{устр}} = M_{\text{пк}} + M_{\text{гм}}. \quad (2.28)$$

$$M_{\text{устр}} = 780 + 40 = 820 \text{ кг.}$$

Тогда суммарная масса ковша с грунтом и устройства

$$M_{\text{сумм}} = M_k + M_r + M_{\text{устр}}.$$

$$M_{\text{сумм}} = 640 + 680 + 820 = 2140 \text{ кг.}$$

Вес ковша с грунтом и устройства модернизации

$$G_{\text{сумм}} = M_{\text{сумм}} g = 2140 \cdot 9,81 = 20993 \text{ Н.}$$

Из формулы (2.23) выразим $S_{ц.к.}$:

$$S_{ц.к.} = \frac{F_{01} r_{01} - F_{02} r_{02} + G_{\text{сумм}} r_{к+г}}{r_{ц.к.}} = \frac{20100 \cdot 2,3 - 5000 \cdot 1 + 20993 \cdot 0,9}{0,6} = 100206 \text{ Н.}$$

Определяем диаметр гидроцилиндра поворота ковша:

$$d_{ц.к} = \sqrt{\frac{4S_{ц.к}}{\pi p}}, \quad (2.29)$$

где p – давление в гидросистеме экскаватора, принимаем $p = 25$ МПа.

$$d_{ц.к} = \sqrt{\frac{4 \cdot 100206}{3,14 \cdot 25}} = 71,5 \text{ мм.}$$

Из каталога гидрооборудования [5] принимаем гидроцилиндр ЦГ-80×1090 массой $M_{ц.к} = 54$ кг.

2.5. Расчет и выбор гидроцилиндра поворота рукояти

Аналогичным образом, как и для цилиндра поворота ковша, усилие, действующее на штоке гидроцилиндра поворота рукояти, определяем из условия разработки грунта, только под действием этого гидроцилиндра.

Составляем уравнение моментов действующих усилий на рукоять с ковшом относительно оси вращения рукояти (точка O_1 , см. рис. 2.3):

$$\sum M_F(O_1) = 0; \\ S_{ц.п}r_{ц.п} - G_p r_p - G_{ц.к}r_{ц.к} - G_{сумм}r'_{к+г} - F_{01}r'_{01} + F_{02}r'_{02} = 0, \quad (2.30)$$

где $S_{ц.п}$ – усилие, действующее на шток гидроцилиндра поворота рукояти, Н;

G_p – вес рукояти, Н;

$G_{ц.к}$ – вес гидроцилиндра поворота ковша, Н;

$r_{ц.п}$, r_p , $r_{ц.к}$, $r'_{к+г}$, r'_{01} , r'_{02} – плечи действия соответствующих усилий, м. Из расчетной схемы, выполненной в масштабе (см. рис. 2.3), находим $r_{ц.п} = 1$ м, $r_p = 2$ м, $r_{ц.к} = 1$ м, $r'_{к+г} = 4,5$ м, $r'_{01} = 7$ м, $r'_{02} = 1$ м.

Вес рукояти

$$G_p = 0,6M_{кг}. \quad (2.31)$$

$$G_p = 0,6 \cdot 640 \cdot 9,81 = 3767 \text{ Н.}$$

Вес гидроцилиндра поворота ковша

$$G_{ц.к} = M_{ц.к}g. \quad (2.32)$$

$$G_{ц.к} = 54 \cdot 9,81 = 530 \text{ Н.}$$

Из уравнения (2.30) выражаем $S_{ц.п}$:

$$S_{ц.п} = \frac{G_p r_p + G_{ц.к} r_{ц.к} + G_{сумм} r'_{к+г} + F_{01} r'_{01} - F_{02} r'_{02}}{r_{ц.п}} =$$

$$= \frac{3767 \cdot 2 + 530 \cdot 1 + 20993 \cdot 4,5 + 20100 \cdot 7 - 5000 \cdot 1}{1} = 215000 \text{ Н.}$$

Определяем диаметр гидроцилиндра поворота рукояти:

$$d_{ц.п} = \sqrt{\frac{4S_{ц.п}}{\pi p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 215000}{3,14 \cdot 25}} = 98,9 \text{ мм.}$$

Из каталога гидрооборудования [5] принимаем гидроцилиндр ЦГ-100×1000 массой $M_{ц.п} = 90,8 \text{ кг}$.

2.6. Расчет и выбор гидроцилиндра подъема-опускания стрелы

Аналогичным образом, как и для цилиндров поворота ковша и рукояти, усилие, действующее на штоке гидроцилиндра подъема-опускания стрелы, определяем из условия разработки грунта, только под действием этого гидроцилиндра.

Составляем уравнение моментов действующих усилий на стрелу и рукоять с ковшом относительно пяты стрелы (точка O_2 , см. рис. 2.3):

$$\sum M_F(O_2) = 0; S_{ц.с} r_{ц.с} - G_c r_c - G_{ц.п} r'_{ц.п} - G_p r'_p - G_{ц.к} r''_{ц.к} -$$

$$- G_{сумм} r''_{к+г} - F_{01} r''_{01} + F_{02} r''_{02} = 0, \quad (2.33)$$

где G_c – вес стрелы, Н;

$G_{ц.п}$ – вес гидроцилиндра поворота рукояти, Н;

$r_{ц.с}$, r_c , $r'_{ц.п}$, r'_p , $r''_{ц.к}$, $r''_{к+г}$, r''_{01} , r''_{02} – плечи действия соответствующих усилий. Из расчетной схемы, выполненной в масштабе (см. рис. 2.3), находим $r_{ц.с} = 0,45 \text{ м}$, $r_c = 1 \text{ м}$, $r'_{ц.п} = 1,6 \text{ м}$, $r'_p = 3 \text{ м}$, $r''_{ц.к} = 2,9 \text{ м}$, $r''_{к+г} = 4,1 \text{ м}$, $r''_{01} = 4,35 \text{ м}$, $r''_{02} = 2,2 \text{ м}$.

Вес стрелы

$$G_c = (0,8 \dots 1,0) M_k g. \quad (2.34)$$

$$G_c = 0,8 \cdot 640 \cdot 9,81 = 5022 \text{ Н.}$$

Вес гидроцилиндра поворота рукояти

$$G_{ц.п} = M_{ц.п}g. \quad (2.35)$$

$$G_{ц.п} = 90,8 \cdot 9,81 = 890,7 \text{ Н.}$$

Из уравнения (2.33) выражаем $S_{ц.с}$:

$$\begin{aligned} S_{ц.с} &= \frac{G_c r_c + G_{ц.п} r'_{ц.п} + G_p r'_p + G_{ц.к} r''_{ц.к} + G_{сумм} r''_{к+г} + F_{01} r''_{01} - F_{02} r''_{02}}{r_{ц.с}} = \\ &= \frac{5022 \cdot 1 + 890,7 \cdot 1,6 + 3767 \cdot 3 + 530 \cdot 2,9}{0,45} + \\ &+ \frac{20993 \cdot 4 + 20100 \cdot 4,3 - 55000 \cdot 2,2}{0,45} = 392995 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Так как получили большую величину усилия, то для подъема-опускания стрелы принимаем два гидроцилиндра. Тогда усилие, действующее на штоке одного гидроцилиндра,

$$S_{ц.с}^1 = \frac{S_{ц.с}}{2} = \frac{392995}{2} = 196497,5 \text{ Н.}$$

Определяем диаметр гидроцилиндров подъема-опускания стрелы:

$$d_{ц.с} = \sqrt{\frac{4S_{ц.с}^1}{\pi p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 196497,5}{3,14 \cdot 25}} = 112,3 \text{ мм.}$$

Из каталога гидрооборудования [5] принимаем два гидроцилиндра ЦГ-125×1460 массой $M_{ц.п} = 265 \text{ кг}$.

2.7. Определение потребной производительности насоса гидравлической системы и его выбор

Рассчитаем необходимый объем жидкости (производительность насоса) для совершения двух совмещенных операций: подъем стрелы и поворот рукояти. Расход жидкости в единицу времени для двух совмещенных операций будет равен:

$$Q_{нас} = Q_{стр} + Q_{рук} = 2A_{ц.с}v_{ц.с} + A_{ц.п}v_{ц.п}, \quad (2.36)$$

где $A_{ц.с}$ – площадь поршня гидроцилиндра подъема-опускания стрелы, см^2 ;

$A_{ц.р}$ – площадь поршня гидроцилиндра поворота рукояти, см²;
 $v_{ц.с}, v_{ц.р}$ – скорость хода поршня (выдвижение штока) гидроцилиндра стрелы и рукояти соответственно. Обычно скорость хода поршней гидроцилиндров машин для земляных работ принимают в пределах 0,1...0,15 м/с [1].

Тогда производительность насоса

$$Q_{нас} = 2 \frac{\pi d_{ц.с}^2}{4} v_{ц.с} + \frac{\pi d_{ц.р}^2}{4} v_{ц.р} =$$

$$= 2 \cdot \frac{3,14 \cdot 12,5^2}{4} \cdot 12 + \frac{3,14 \cdot 10^2}{4} \cdot 12 = 3885 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Здесь диаметр гидроцилиндров и скорость хода их поршней подставлены в сантиметрах и сантиметрах в секунду (см и см/с) соответственно. После перевода ($3885 : 1000 \cdot 60$) получим производительность насоса, равную 233 л/мин.

В рассматриваемом примере модернизация рабочего оборудования экскаватора предусматривает включение в гидросистему экскаватора дополнительного гидромотора с номинальным расходом 40 л/мин для привода поворота ковша. Добавляем значение расхода гидромотора к полученному значению $Q_{нас}$ и получаем итоговое значение потребной производительности насоса гидросистемы, равное 273 л/мин.

По полученному значению принимаем для гидравлической системы экскаватора аксиально-поршневой насос, регулируемый, левого вращения, типа 313.3.160.5004, с номинальным давлением 20 МПа, максимальным – 35 МПа и объемной подачей 160 + 160 см³/об.

2.8. Расчет мощности силовой установки

Рассчитаем потребную мощность двигателя для привода принятого насоса (см. подраздел 2.7):

$$P_{нас} = \frac{Q_{нас} P}{60},$$

$$P_{нас} = \frac{273 \cdot 25}{60} = 113,75 \text{ кВт}.$$
(2.37)

Потребную мощность двигателя определяем с учетом потерь на трение в редукторе:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{нас}}}{\eta_{\text{ред}}}, \quad (2.38)$$

где $\eta_{\text{ред}}$ – КПД редуктора, $\eta_{\text{ред}} = 0,93 \dots 0,95$. Принимаем $\eta_{\text{ред}} = 0,94$.

$$P_{\text{дв}} = \frac{113,75}{0,94} = 121 \text{ кВт.}$$

По полученному значению с использованием каталога [13] выбираем двигатель с ближайшим большим значением мощности – дизельный двигатель Caterpillar 3116 с номинальной мощностью $P_{\text{дв}} = 125 \text{ кВт}$ и номинальной частотой вращения коленчатого вала $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$.

2.9. Расчет мощности на перемещение экскаватора и подбор гидромоторов хода

Для подбора гидромоторов хода рассматриваем экскаватор в наиболее тяжелых условиях перемещения, т. е. когда экскаватор идет на подъем при максимально допустимом угле подъема $\alpha = 22^\circ$.

В этом случае сопротивление, возникающее при передвижении экскаватора,

$$W_x = Gf \cdot \cos \alpha + gG \cdot \sin \alpha, \quad (2.39)$$

где f – коэффициент сопротивления качению, $f = 1 \dots 1,2 \text{ Н/кг}$.

$$W_x = 13800 \cdot 1,2 \cdot \cos 22^\circ + 9,81 \cdot 13800 \cdot \sin 22^\circ = 66000 \text{ Н.}$$

Мощность, необходимая для передвижения экскаватора, определяется следующим образом:

$$P_{\text{гус}} \geq W_x v, \quad (2.40)$$

где v – скорость передвижения экскаватора, м/с. Принимаем $v = 0,64 \text{ м/с}$.

$$P_{\text{гус}} = 66000 \cdot 0,64 = 42166 \text{ Вт.}$$

С учетом потерь в редукторе и гусеничном движителе мощность, необходимая для привода гидромоторов хода,

$$P_{\text{ГМ}} = \frac{P_{\text{гус}}}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{ГД}}}, \quad (2.41)$$

где $\eta_{\text{ред}}$ – КПД редуктора, $\eta_{\text{ред}} = 0,93 \dots 0,95$;
 $\eta_{\text{ГД}}$ – КПД гусеничного движителя, $\eta_{\text{ГД}} = 0,85 \dots 0,9$.
 Принимаем $\eta_{\text{ред}} = 0,94$ и $\eta_{\text{ГД}} = 0,87$.

$$P_{\text{ГМ}} = \frac{42166}{0,94 \cdot 0,87} = 51560 \text{ Вт.}$$

Так как каждая гусеница приводится в движение индивидуальным гидромотором, то полученное значение делим на 2 для выбора гидромотора.

$$P_{\text{ГМ}}^1 = \frac{P_{\text{ГМ}}}{2} = \frac{51560}{2} = 25780 \text{ Вт.}$$

Принимаем по полученному значению два аксиально-поршневых гидромотора типа 310.3.112.00.06 с рабочим объемом (удельным расходом) 112 см³/об. и номинальной эффективной мощностью 44,8 кВт.

2.10. Подбор редуктора механизма привода хода

Редуктор механизма привода хода подбираем по передаточному отношению, которое можно определить по следующей зависимости:

$$U_p = \frac{n_{\text{ГМ}}}{n_{\text{зв}}}, \quad (2.42)$$

где $n_{\text{ГМ}}$ – частота вращения вала гидромотора привода хода;
 $n_{\text{зв}}$ – частота вращения ведущей звездочки гусеничного ходового устройства.

Определим частоту вращения вала гидромотора привода хода по формуле

$$n_{\text{ГМ}} = \frac{Q_{\text{ГМ}}}{Q_{\text{уд}} \eta_{\text{ГМ}}}, \quad (2.43)$$

где $Q_{\text{ГМ}}$ – расход жидкости через гидромотор, л/мин;
 $Q_{\text{уд}}$ – удельный расход жидкости гидромотора ($Q_{\text{уд}} = 0,112$ л/об.);
 $\eta_{\text{ГМ}}$ – КПД гидромотора, $\eta_{\text{ГМ}} = 0,95 \dots 0,97$.

Определяем необходимый расход жидкости через гидромотор при номинальном давлении:

$$Q_{\text{гм}} = \frac{P_{\text{гм}}^1 \cdot 60}{p} \quad (2.44)$$

$$Q_{\text{гм}} = \frac{25,78 \cdot 60}{25} = 61,9 \text{ л/мин.}$$

Тогда

$$n_{\text{гм}} = \frac{61,9}{0,112 \cdot 0,96} = 586 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем частоту вращения ведущей звездочки гусеничного ходового устройства:

$$n_{\text{зв}} = \frac{60v}{\pi D_{\text{зв}}}, \quad (2.45)$$

где $D_{\text{зв}}$ – диаметр ведущей звездочки, в зависимости от высоты гусеничного хода (см. формулу 2.10) принимаем $D_{\text{зв}} = 0,4$ м.

$$n_{\text{зв}} = \frac{60 \cdot 0,64}{3,14 \cdot 0,4} = 30,6 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда

$$U_{\text{п}} = \frac{586}{30,6} = 19,15.$$

По полученному значению принимаем планетарный или цилиндрический двухступенчатый редуктор.

2.11. Подбор гидромотора привода механизма поворота платформы

Энергия гидромотора при вращении поворотной платформы расходуется на преодоление сил трения в опорно-поворотном устройстве и сил инерции при разгоне и торможении платформы.

Максимальная мощность, затрачиваемая на вращение поворотной платформы, определяется по следующей зависимости:

$$P_{\max} = \frac{I_{\text{ин}} (1,37 + \eta_{\text{п}}^2) \beta^2}{81,6 t_{\text{п}}^3 \eta_{\text{п}}}, \quad (2.46)$$

где $I_{\text{ин}}$ – момент инерции поворотной платформы, кг·м²;

$\eta_{\text{п}}$ – КПД механизма поворота, $\eta_{\text{п}} = 0,85 \dots 0,9$;

β – угол поворота платформы, для полноповоротных экскаваторов $\beta = 2\pi$, для неполноповоротных экскаваторов $\beta = \pi$;

$t_{\text{п}}$ – время поворота поворотной платформы на соответствующий угол, при частоте вращения поворотной платформы $n = 7 \text{ мин}^{-1}$
 $t_{\text{п}} = 60 / n = 8,6 \text{ с}$.

Момент инерции поворотной платформы определим следующим образом:

$$I_{\text{ин}} = \frac{1}{8} \sqrt[3]{G^5}. \quad (2.47)$$

$$I_{\text{ин}} = \frac{1}{8} \sqrt[3]{13800^5} = 9920 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Тогда

$$P_{\max} = \frac{9920 \cdot (1,37 + 0,89^2) \cdot (2\pi)^2}{81,6 \cdot 8,6^3 \cdot 0,89} = 18,3 \text{ кВт}.$$

Мощность на входном валу редуктора (после гидромотора) будет равна:

$$P_{\text{ред}} = \frac{P_{\max}}{\eta_{\text{ред}}}, \quad (2.48)$$

где $\eta_{\text{ред}}$ – КПД редуктора, $\eta_{\text{ред}} = 0,93 \dots 0,95$. Принимаем $\eta_{\text{ред}} = 0,93$.

$$P_{\text{ред}} = \frac{18,3}{0,93} = 19,7 \text{ кВт}.$$

Принимаем гидромотор типа 210.16.12.00 с рабочим объемом (удельным расходом) 28 см³/об. и номинальной мощностью 28 кВт.

2.12. Подбор редуктора механизма поворота платформы

Редуктор механизма поворота платформы подбираем по передаточному отношению, которое можно определить по следующей зависимости:

$$U_p = \frac{n_{гм}}{n_{ш}}, \quad (2.49)$$

где $n_{гм}$ – частота вращения вала гидромотора поворота платформы, мин^{-1} ;

$n_{ш}$ – частота вращения приводной шестерни опорно-поворотного устройства, мин^{-1} .

Определяем частоту вращения вала гидромотора:

$$n_{гм} = \frac{Q_{гм}}{Q_{уд} \eta_{гм}}.$$

Определяем необходимый расход гидромотора при номинальном давлении:

$$Q_{гм} = \frac{60P_{\max}}{p} = \frac{60 \cdot 6,7}{25} = 16,1 \text{ л / мин.}$$

Тогда

$$n_{гм} = \frac{16,1}{0,028 \cdot 0,96} = 599 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем частоту вращения выходного вала редуктора (приводной шестерни опорно-поворотного устройства):

$$n_{ш} = \frac{60v_{\text{пш}}}{\pi d_{\text{ш}}}, \quad (2.50)$$

где $v_{\text{пш}}$ – окружная скорость вращения поворотной платформы, м/с;

$d_{\text{ш}}$ – делительный диаметр приводной шестерни опорно-поворотного устройства, м.

$$v_{\text{пш}} = \frac{\pi D_{\text{пш}} n}{60}, \quad (2.51)$$

где $D_{\text{пн}}$ – диаметр опорно-поворотного круга, м;
 n – частота вращения поворотной платформы, мин^{-1} .

$$D_{\text{пн}} = B_{\text{к}} - B_{\text{г}}, \quad (2.52)$$

где $B_{\text{к}}$ – колея гусеничного ходового устройства (см. формулу (2.12),
 $B_{\text{к}} = 2 \text{ м}$);

$B_{\text{г}}$ – ширина звена гусеничной ленты (см. формулу (2.13), $B_{\text{г}} = 0,5 \text{ м}$.

$$D_{\text{пн}} = 2,0 - 0,5 = 1,5 \text{ м.}$$

$$v_{\text{пн}} = \frac{3,14 \cdot 1,5 \cdot 7}{60} = 0,55 \text{ м/с.}$$

Делительный диаметр приводной шестерни опорно-поворотного устройства определяется следующим образом:

$$d_{\text{ш}} = mz, \quad (2.53)$$

где m – модуль зацепления приводной шестерни и зубчатого венца,
 $m = 10 \dots 12 \text{ мм}$;

z – число зубьев приводной шестерни, $z = 20 \dots 30$.

$$d_{\text{ш}} = 12 \cdot 25 = 300 \text{ мм.}$$

$$n_{\text{ш}} = \frac{60 \cdot 0,55}{3,14 \cdot 0,3} = 35,1 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда

$$U_{\text{п}} = \frac{599}{35,1} = 17,1.$$

По полученному значению принимаем планетарный или цилиндрический двухступенчатый редуктор.

2.13. Статический расчет экскаватора

2.13.1. Определение веса противовеса экскаватора

Для определения веса противовеса рассматривают два случая: опрокидывание экскаватора вперед, когда предполагают, что грузе-ный ковш вышел из забоя и экскаватор начинает поворачиваться на

выгрузку, и опрокидывание экскаватора назад, когда предполагают, что ковш при максимальном вылете рукояти опущен на поверхность, его вес полностью воспринимается грунтом, а на машину действуют половина веса рукояти и стрелы. Для обоих случаев разрабатывают расчетную схему в масштабе (рис. 2.4 и 2.5) и составляют уравнение моментов действующих усилий относительно точек A и B .

Для случая опрокидывания экскаватора вперед

$$\sum M_A = 0; -G_{\text{пр}}l_1 - G_{\text{пн}}l_2 + G_c l_3 + G_{\text{сумм}}l_4 + G_p l_5 = 0, \quad (2.54)$$

где $G_{\text{пн}}$ – вес поворотной платформы с механизмами на ней, Н;
 l_1, l_2, l_3, l_4, l_5 – плечи действия усилий. Из расчетной схемы, выполненной в масштабе (рис. 2.4), $l_1 = 2,5$ м, $l_2 = 1,8$ м, $l_3 = 1,5$ м, $l_4 = 1,7$ м, $l_5 = 2,5$ м.

$$G_{\text{пр}} = 0,2Gg = 0,2 \cdot 13800 \cdot 9,81 = 27000 \text{ Н.}$$

$$G_{\text{пр}} = \frac{G_c l_3 + G_{\text{сумм}}l_4 + G_p l_5 - G_{\text{пн}}l_2}{l_1} =$$

$$= \frac{5022 \cdot 1,5 + 20993 \cdot 1,7 + 3767 \cdot 2,5 - 27000 \cdot 1,8}{2,5} = 1615 \text{ Н.}$$

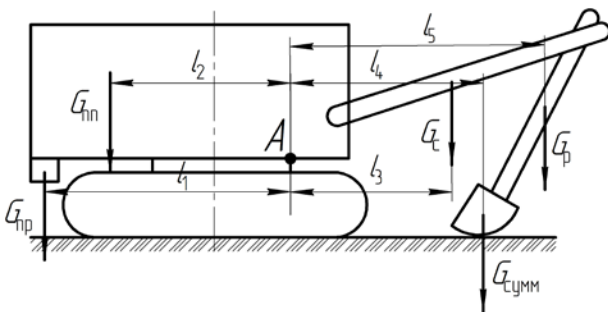


Рис. 2.4. Расчетная схема для определения веса противовеса при опрокидывании экскаватора вперед (выполняется в масштабе 1:50)

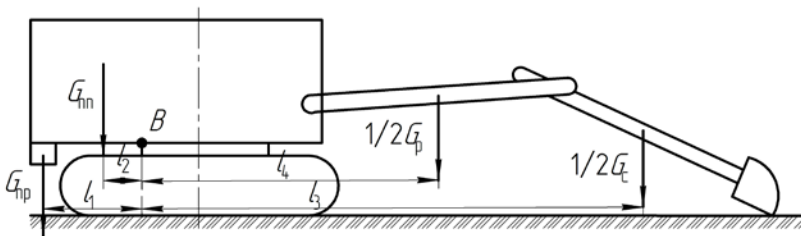


Рис. 2.5. Расчетная схема для определения веса противовеса при опрокидывании экскаватора назад (выполняется в масштабе 1:50)

Для случая опрокидывания экскаватора назад

$$\sum M_B = 0; -G_{\text{пр}}l_1 - G_{\text{пн}}l_2 + \frac{1}{2}G_{\text{б}}l_3 + \frac{1}{2}G_{\text{т}}l_4 = 0, \quad (2.55)$$

где l_1, l_2, l_3, l_4 – плечи действия усилий. Из расчетной схемы, выполненной в масштабе (рис. 2.5), $l_1 = 1,7$ м, $l_2 = 0,4$ м, $l_3 = 5,5$ м, $l_4 = 2,8$ м.

$$G_{\text{пр}} = \frac{\frac{1}{2}G_{\text{б}}l_3 + \frac{1}{2}G_{\text{т}}l_4 - G_{\text{пн}}l_2}{l_1} = \frac{5022 \cdot 2 \cdot 5,5 + 3767 \cdot 2 \cdot 2,8 - 27000 \cdot 0,4}{1,7} = 4873 \text{ Н.}$$

Окончательное значение веса противовеса выбираем исходя из условия

$$G_{\text{пр}}^A < G_{\text{пр}} < G_{\text{пр}}^B. \quad (2.56)$$

Согласно условию принимаем противовес 5000 Н.

2.13.2. Расчет экскаватора на устойчивость

Устойчивость экскаватора определяется соотношением сил, действующих на рабочее оборудование и конструкцию машины при наиболее неблагоприятных условиях ее работы, т. е. когда помимо собственного веса элементов машины действует максимальное сопротивление грунта копанью.

Устойчивость оценивают коэффициентом устойчивости k_y , который определяют по формуле

$$k_y = \frac{\Sigma M_y}{\Sigma M_o} \geq 1,1 \dots 1,15, \quad (2.57)$$

где ΣM_y – сумма моментов сил, удерживающих экскаватор от опрокидывания, кН · м;

ΣM_o – сумма моментов сил, опрокидывающих экскаватор, кН · м.

Рассматривается положение, при котором экскаватор стоит на горизонтальной поверхности, поворотная платформа установлена поперек ходового оборудования, ковш с грунтом находится на наибольшем вылете и подвернут с помощью гидроцилиндра поворота ковша под рукоять. Для этого выполняется расчетная схема в масштабе 1:50 (рис. 2.6) и определяется сумма моментов сил, удерживающих экскаватор от опрокидывания, и сумма моментов сил, опрокидывающих его, относительно точки *A*.

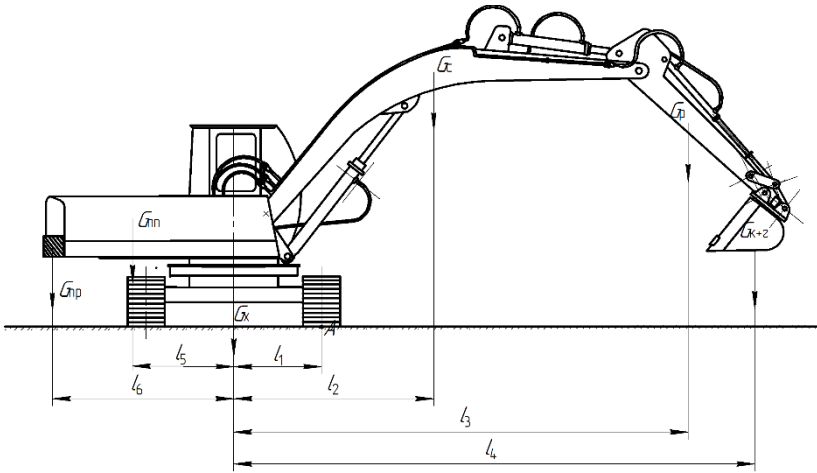


Рис. 2.6. Расчетная схема для определения устойчивости экскаватора

Сумма моментов сил, удерживающих экскаватор от опрокидывания,

$$\Sigma M_y = G_{\text{пр}}(l_6 + l_1) + G_{\text{оп}}(l_5 + l_1) + G_x l_1, \quad (2.58)$$

где G_x – вес ходового устройства, Н;

l_6, l_5, l_1 – плечи действия сил. Из расчетной схемы $l_6 = 2,5$ м, $l_5 = 1,8$ м, $l_1 = 1,25$ м.

$$G_x = 0,3Gg. \quad (2.59)$$

$$G_x = 0,3 \cdot 13800 \cdot 9,81 = 40613 \text{ Н.}$$

$$\sum M_y = 39 \cdot (2,5 + 1,25) + 27,1 \cdot (1,8 + 1,25) + 40,6 \cdot 1,25 = 279,6 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Сумма моментов сил, опрокидывающих экскаватор,

$$\sum M_o = G_c(l_4 - l_1) + G_p(l_3 - l_1) + G_{\text{сумм}}(l_2 - l_1), \quad (2.60)$$

где l_4, l_3, l_2 – плечи действия сил. Из расчетной схемы $l_4 = 2,7 \text{ м}$,
 $l_3 = 6,2 \text{ м}$, $l_2 = 7,8 \text{ м}$.

$$M_o = 5 \cdot (2,7 - 1,25) + 3,8 \cdot (6,2 - 1,25) + 20 \cdot (7,8 - 1,25) = 157,1 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

$$k_y = \frac{279,6}{157,1} = 1,77 \geq 1,1.$$

Условие выполняется, соответственно, экскаватор сохранит устойчивость при выполнении технологического процесса копания грунта.

2.14. Расчет технико-экономических показателей

2.14.1. Определение производительности

Основным технико-экономическим показателем экскаватора является его производительность, которая зависит от конструкции машины, времени (продолжительности) рабочего цикла, являющихся базовыми характеристиками экскаватора, а также состояния и качества грунта и забоя, уровня организации производства земляных работ, квалификации машиниста и других факторов.

Теоретическую производительность можно определить по формуле

$$\Pi_{\text{теор}} = \frac{3600q}{t_{\text{ц}}}, \quad (2.61)$$

где q – вместимость ковша, м^3 ;
 $t_{\text{ц}}$ – время цикла, $t_{\text{ц}} = 15 \dots 17 \text{ с}$ [10].

$$\Pi_{\text{теор}} = \frac{3600 \cdot 0,4}{16} = 90 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Техническая производительность экскаватора учитывает степень наполнения ковша, влияние разрыхления грунта, трудность разработки и рассчитывается следующим образом:

$$\Pi_{\text{техн}} = \frac{3600qk_n}{t_{\text{ц}}k_p}, \quad (2.62)$$

где k_n – коэффициент наполнения ковша грунтом, $k_n = 0,9 \dots 1,1$ [13];
 k_p – коэффициент разрыхления грунта, $k_p = 1,05 \dots 1,25$ [1].

$$\Pi_{\text{техн}} = \frac{3600 \cdot 0,4 \cdot 1}{16 \cdot 1,1} = 81,8 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Эксплуатационная производительность экскаватора определяется с учетом потерь времени, нарушающих непрерывность его работы:

$$\Pi_{\text{экспл}} = \frac{3600qk_nk_{\text{и}}}{t_{\text{ц}}k_p}, \quad (2.63)$$

где $k_{\text{и}}$ – коэффициент использования экскаватора по времени, $k_{\text{и}} = 0,8 \dots 0,85$ [10].

$$\Pi_{\text{экспл}} = \frac{3600 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 0,82}{16 \cdot 1,1} = 67,1 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

2.14.2. Определение удельной энергоёмкости

Энергоёмкость рассчитывается по формуле

$$\Theta = \frac{P_{\text{дв}}}{\Pi_{\text{экспл}}}. \quad (2.64)$$

$$\Theta = \frac{125}{67,1} = 1,86 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3.$$

2.14.3. Определение удельной материалоемкости

Материалоемкость рассчитывается по формуле

$$M = \frac{G}{\Pi_{\text{экспл}}}. \quad (2.65)$$

$$M = \frac{13800}{67,1} = 205,7 \text{ кг} \cdot \text{ч}/\text{м}^3.$$

3. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ БУЛЬДОЗЕРА

3.1. Общие сведения о бульдозерах

Бульдозер является самоходной колесной или гусеничной машиной с рабочим оборудованием, имеющей либо бульдозерное оборудование, которое срезает, перемещает и распределяет материал за счет движения машины вперед, либо навесное оборудование, используемое для реализации напорного или тягового усилия.

Состоит бульдозер из базового трактора или тягача, впереди которого в поперечной плоскости навешен рабочий орган – отвал. Для навески бульдозерного оборудования используются сельскохозяйственные и промышленные гусеничные тракторы следующих тяговых классов: 3, 4, 6, 10, 15, 25, 35, а также колесные тракторы тяговых классов 0,9, 1,4, 3, 5 [2].

Бульдозеры применяют для послойной разработки и перемещения на небольшое расстояние (до 50...150 м) грунтов I–IV категорий, а также предварительно разрыхленных скальных и мерзлых грунтов. Бульдозером можно выполнять различные работы: возводить насыпи, делать выемки и котлованы, разравнивать грунт, отсыпaeмый другими машинами, штабелевать сыпучие материалы и торфокрошку, засыпать временные оросительные каналы, котлованы, пазухи фундаментов зданий. В сочетании с экскаваторами бульдозеры используют на строительстве осушительных и оросительных каналов и на других работах. Применяют бульдозеры и на подготовительных работах, для срезки и расчистки кустарника и мелколесья, при корчевке небольших пней, уборке валунных камней с сельскохозяйственных угодий [14].

Бульдозер – машина циклического действия. Рабочий цикл бульдозера состоит из операций резания грунта, перемещения и разравнивания его. При движении бульдозера вперед при помощи системы управления отвал заглубляется в грунт на 50...200 мм (в зависимости от категории грунта и типоразмера машины), срезает ножами слой грунта и перемещает волоком образовавшуюся перед отвалом грунтовую призму. Затем отвал частично выглубляют (приподнимают), и бульдозер перемещает грунт к месту укладки. После этого бульдозер разравнивает призму волочения приподнятым отвалом (как передним, так и задним ходом машины). При транспортировании теряется до 30 % объема призмы волочения (в зависимости от расстояния). Поэтому при перемещении призмы отвал подрезает опорную поверхность грунта для компенсации потерь. После отсыпки и разравнивания грун-

та отвал поднимается в транспортное положение и бульдозер возвращается к месту набора грунта, после чего рабочий цикл повторяется.

Бульдозеры классифицируют по назначению, по номинальному тяговому усилию, по типу ходовой части, по конструкции рабочего органа, по типу рамы.

1. *По назначению* – общего и специального назначения.

Бульдозеры общего назначения выполняют копание и разработку грунтов, пород и материалов в средних грунтовых (супесчаные, суглинистые, глинистые грунты, легкие известняки, мергели и т. п.) и умеренных климатических условиях с температурой окружающего воздуха +40...–40 °С.

Специальные бульдозеры предназначены для выполнения таких работ, как прокладка путей и пионерных дорог, сгребание торфа, выравнивание кавальеров, подземная и подводная разработка материалов, разработка легких материалов типа угля и др., а также для работы в особых климатических и эксплуатационных условиях (при низких отрицательных температурах до –60 °С, тропической влажности и температуре до +60 °С, в сухом и жарком климате пустынь, на грунтах с пониженной несущей способностью и т. д.).

2. *По номинальному тяговому усилию* – сверхтяжелые, тяжелые, средние, легкие, очень легкие (малогабаритные) (табл. 3.1).

Таблица 3.1. **Классификация бульдозеров по тяговому усилию и мощности двигателя**

Тип	Тяговое усилие, кН	Мощность двигателя, кВт
Сверхтяжелые	Более 300	Более 510
Тяжелые	200...300	220...505
Средние	135...200	103...154
Легкие	25...135	37...96
Малогабаритные	До 25	18,5...37,0

3. *По типу ходовой части* бульдозеры бывают гусеничные и пневмоколесные.

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

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

4. По конструкции рабочего органа бульдозеры подразделяются на бульдозеры с неповоротным отвалом, с поворотным отвалом в плане, универсальные и бульдозеры-погрузчики.

Неповоротный бульдозерный отвал закреплен на толкающей раме под прямым углом к направлению движения трактора. При такой установке отвала бульдозер работает на перемещении грунта, срезке неровностей грунта, выравнивании поверхности. Таким отвалом оборудуются, как правило, бульдозеры общего назначения.

Поворотный отвал бульдозера можно установить в горизонтальной плоскости под углом $54 \dots 65^\circ$ (угол захвата) в обе стороны к продольной оси машины или перпендикулярно к ней. Поворотный отвал перемещает грунт в сторону по отношению к направлению линии движения бульдозера. Бульдозеры с отвалом, установленным под углом, широко применяются на разравнивании кавальеров осушительных каналов, на засыпке дренажных траншей и временных каналов системы орошения.

Универсальные бульдозеры оборудованы шарнирно-сочлененным отвалом из двух половин, которые по отдельности или вместе можно устанавливать в горизонтальной плоскости под углом к продольной оси машины или перпендикулярно к ней.

Бульдозеры-погрузчики характеризуются тем, что на подъемной стреле шарнирно установлен отвал; вместо него может быть установлен грузовой ковш или другие виды рабочих органов.

Бульдозеры с неповоротным отвалом снабжают сменными рабочими органами различной формы и назначения в зависимости от вида работ и категории грунта (рис. 3.1).

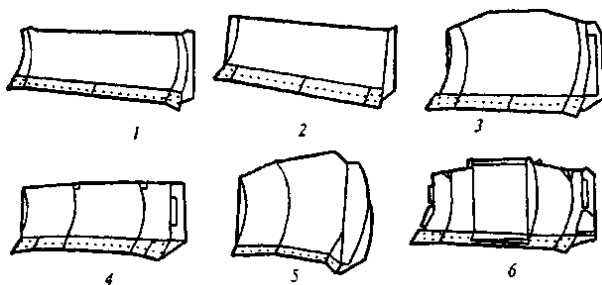


Рис. 3.1. Типы бульдозерных отвалов:

1 – прямой поворотный; 2 – прямой неповоротный; 3 – полусферический; 4 – сферический; 5 – сферический для сыпучих материалов; 6 – с толкающей плитой

На рис. 3.1 представлены некоторые типы отвалов различного назначения, в частности, прямой, полусферический и сферический. Прямой неповоротный отвал (рис. 3.1, поз. 2) используют на различных бульдозерных работах, но с наибольшей эффективностью – для разработки нормальных и крепких грунтов. Он имеет наибольшие тяговые характеристики на режущей кромке, что обеспечивает быстрое заглубление и наполнение отвала.

Сферический отвал (рис. 3.1, поз. 4) применяют для разработки мягких грунтов. Он сварен из трех секций – центральной и двух боковых с цилиндрической поверхностью, расположенных под углом 15° (в плане) к центральной секции и выступающих вперед, за счет чего отвал обладает большой накопительной способностью – объем транспортируемого грунта увеличивается на 20...25 %.

Полусферический отвал (рис. 3.1, поз. 3) отличается от сферического соотношением размеров секций. По накопительной способности он занимает промежуточное положение между сферическим и прямым отвалами.

Сферический отвал увеличенной (на 30...70 %) вместимости (рис. 3.1, поз. 5) используют для транспортирования легких материалов, включая снег, уголь, торф и др.

Короткий прямой отвал (рис. 3.1, поз. 6) применяют в качестве буфера на гусеничных тракторах, которые толкают скреперы для повышения их производительности. Отвал снабжен центральной усиленной плитой, защищенной резиновой подушкой, которая смягчает удар о буферное устройство скрепера.

5. По типу рамы различают бульдозеры с охватывающей и внутренней рамой. Внутреннюю раму используют для бульдозеров-толкачей, жесткость которых должна быть повышенной.

Исходные данные для расчета: грунты I категории, базовая машина – Б10М, управление – гидравлическое, отвал – неповоротный, длина перемещения грунта $l_2 = 70$ м.

3.2. Определение параметров базовой машины и рабочего оборудования

Главный параметр бульдозеров и бульдозеров-рыхлителей – тяговый класс базового трактора. По промышленной классификации он означает максимальную силу тяги (тонна-силы) без догрузки навесным оборудованием на передаче со скоростью 2,5...3,0 км/ч для гусеничных и 3,0...3,5 км/ч для пневмоколесных тракторов, обеспечивающей эффективную работу с землеройным оборудованием.

Бульдозеры также характеризуются следующими основными параметрами (рис. 3.2): габаритными размерами – $L \times B \times A$; шириной B и высотой H отвала, углом въезда φ_B , углом перекоса отвала ξ , высотой подъема отвала над опорной поверхностью H_{Π} и глубиной опускания отвала ниже опорной поверхности h_2 , скоростью подъема и опускания оборудования.

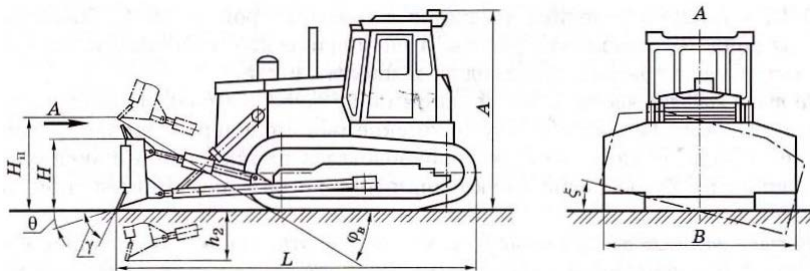


Рис. 3.2. Основные параметры бульдозеров

К основным параметрам бульдозерного рабочего оборудования (отвала) относятся (рис. 3.2 и 3.3): угол заострения ножа β , угол резания γ , задний угол отвала θ , угол опрокидывания отвала ψ , угол наклона отвала ε , угол установки козырька β_k , радиус кривизны отвала R .

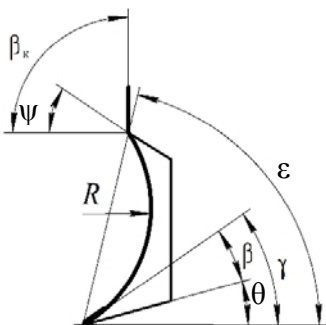


Рис. 3.3. Основные параметры бульдозерного отвала

Для расчетов из технической характеристики базовой машины выписываем ее параметры (табл. 3.2).

Таблица 3.2. **Параметры базовой машины**

Параметр	Значение
Марка двигателя	Д-180
Мощность двигателя, кВт	180
Эксплуатационная масса, кг	16440
Ширина базовой машины, мм	4000
Рабочие скорости, км/ч:	
- 1-я передача передний/задний ход	3,8/5,0
- 2-я передача передний/задний ход	6,9/9,0
- 3-я передача передний/задний ход	11,0/14,3

Определим высоту отвала для бульдозеров с неповоротным отвалом:

$$H = 500\sqrt[3]{T_n} - 5T_n, \quad (3.1)$$

где T_n – номинальная сила тяги бульдозера по сцеплению, т.

$$T_n = \varphi_{\text{сц}} G_b, \quad (3.2)$$

где $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления ходового оборудования с опорной поверхностью, для гусеничных машин $\varphi_{\text{сц}} = 0,8 \dots 0,9$ [9];

G_b – масса бульдозера (масса базовой машин с бульдозерным рабочим оборудованием), т.

$$G_b = (1,17 \dots 1,22) G_{\text{бм}}, \quad (3.3)$$

где $G_{\text{бм}}$ – эксплуатационная масса базовой машины.

$$G_b = 1,2 \cdot 16,44 = 19,73 \text{ т.}$$

$$T_n = 0,85 \cdot 19,73 = 16,77 \text{ т.}$$

Тогда

$$H = 500\sqrt[3]{16,77} - 5 \cdot 16,77 = 1176 \text{ мм.}$$

Параметры отвала можно установить, используя прил. 8.

Определим высоту козырька отвала по формуле

$$H_k = (0,1 \dots 0,25)H. \quad (3.4)$$

$$H_k = 0,17 \cdot 1176 = 200 \text{ мм.}$$

Определим радиус кривизны отвальной поверхности:

$$R = (0,8...0,9)H. \quad (3.5)$$

$$R = 0,85 \cdot 1176 = 1000 \text{ мм.}$$

Определим ширину отвала:

$$B = B_{\text{бм}} + (150...200). \quad (3.6)$$

$$B = 4000 + 185 = 4185 \text{ мм.}$$

Высоту подъема отвала $H_{\text{п}}$ выбираем по углу въезда $\phi_{\text{в}}$, который должен быть не менее 20° с учетом просадки подвески ходовой части трактора.

Опускание отвала ниже опорной поверхности ходовой части трактора h_2 выбирают таким, чтобы угол между опорной поверхностью гусениц и линией, соединяющей режущую кромку опущенного отвала с центром давления, был не менее 22° .

Также рекомендуется принимать следующие значения параметров рабочего органа [12] (прил. 9), которые приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3. Параметры рабочего органа

Параметр	Значение
Угол резания γ , град	45...55
Задний угол θ , град	5
Угол заострения ножа β , град	15
Угол опрокидывания ψ , град	70
Угол наклона отвала ϵ , град	90
Угол перекоса отвала ξ , град	8...15

3.3. Тяговый расчет

3.3.1. Определение сопротивления копанью грунта

Сопротивление копанью грунта определяется по формуле

$$W_1 = k_0 B c, \quad (3.7)$$

где k_0 – удельное сопротивление грунта лобовому резанию, для грунтов I категории $k_0 = 8 \text{ Н/см}^2$ [14];

c – толщина срезаемой отвалом стружки, $c = 15...25 \text{ см}$ [14].

$$W_1 = 8 \cdot 418,5 \cdot 17 = 56916 \text{ Н.}$$

3.3.2. Определение сопротивления перемещению призмы волочения

Сопротивление перемещению призмы волочения определяем по формуле

$$W_2 = V_{\text{пр}} \rho_{\text{гр}} \mu_1 g, \quad (3.8)$$

где $V_{\text{пр}}$ – объем призмы волочения, м^3 ;
 $\rho_{\text{гр}}$ – плотность разрабатываемого грунта, для грунтов I категории принимаем $\rho_{\text{гр}} = 1500 \text{ кг/м}^3$ [5];
 μ_1 – коэффициент трения грунта по грунту, $\mu_1 = 0,5 \dots 0,9$ [5].

$$V_{\text{пр}} = \frac{BH^2}{2 \operatorname{tg} \lambda}, \quad (3.9)$$

где λ – угол естественного откоса грунта в движении, для грунтов I категории принимаем $\lambda = 30^\circ$ [6].

$$V_{\text{пр}} = \frac{4,18 \cdot 1,18^2}{2 \operatorname{tg} 30^\circ} = 5,04 \text{ м}^3.$$

$$W_2 = 5,04 \cdot 1500 \cdot 0,5 \cdot 9,81 = 37085 \text{ Н.}$$

3.3.3. Определение сопротивления от перемещения грунта вверх по отвалу

Сопротивление от перемещения грунта вверх по отвалу определяем по формуле

$$W_3 = V_{\text{пр}} \rho_{\text{гр}} \cos^2 \gamma \mu_2 g, \quad (3.10)$$

где μ_2 – коэффициент трения грунта о поверхность отвала, $\mu_2 = 0,35 \dots 0,8$ [5].

$$W_3 = 5,04 \cdot 1500 \cdot \cos^2 50^\circ \cdot 0,35 \cdot 9,81 = 10724 \text{ Н.}$$

3.3.4. Определение сопротивления перемещению бульдозера

Сопротивление перемещению бульдозера определяем по формуле

$$W_4 = G_6 (f \pm i) g, \quad (3.11)$$

где G_6 – масса бульдозера, кг;

f – коэффициент сопротивления перемещению бульдозера, $f = 0,08 \dots 0,12$ [6];
 i – уклон местности.

$$W_4 = 19730 \cdot (0,1 \pm 0) \cdot 9,81 = 19355 \text{ Н.}$$

3.3.5. Определение сопротивления от перемещения грунта вдоль отвала

При установке поворотного отвала определяют сопротивление от перемещения грунта вдоль отвала:

$$W_5 = V_{\text{пр}} \rho_{\text{гр}} \mu_1 \mu_2 g \cos \varphi, \quad (3.12)$$

где φ – угол захвата, $\varphi = 54 \dots 65^\circ$ [2].

Кроме того, при установке поворотного отвала величину сопротивления перемещению призмы волочения (W_2) и сопротивления от перемещения грунта вверх по отвалу (W_3) необходимо умножать на синус угла захвата.

3.3.6. Определение общего сопротивления. Проверка работоспособности бульдозера

Общее сопротивление определим по формуле

$$W_{\text{общ}} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4. \quad (3.13)$$

$$W_{\text{общ}} = 56916 + 37085 + 10724 + 19355 = 124080 \text{ Н.}$$

Производим проверку работоспособности бульдозера по следующим условиям:

1. Общее сопротивление, возникающее при работе бульдозера, не должно превышать максимальное усилие, развиваемое ходовой частью:

$$T_x \geq W_{\text{общ}}, \quad (3.14)$$

где T_x – максимальное усилие, развиваемое ходовой частью бульдозера.

$$T_x = \frac{3,6 P_{\text{дв}} \eta_{\text{гр}}}{v_{\text{пер}}}, \quad (3.15)$$

где $P_{\text{дв}}$ – мощность двигателя, кВт;

$\eta_{\text{тр}}$ – общий КПД трансмиссии, $\eta_{\text{тр}} = 0,75 \dots 0,85$ [4];

$v_{\text{пер}}$ – скорость передвижения бульдозера на 1-й передаче, м/с.

$$T_x = \frac{3,6 \cdot 180 \cdot 0,8}{3,8} = 136,4 \text{ кН.}$$

2. Общее сопротивление, возникающее при работе бульдозера, не должно превышать номинальной силы тяги по сцеплению бульдозера с основанием:

$$T_n \geq W_{\text{общ}}. \quad (3.16)$$

$$T_n = \varphi_{\text{сц}} G_0 g = 0,85 \cdot 19730 \cdot 9,81 = 164518 \text{ Н.}$$

Таким образом,

$$136,4 \geq 124,1;$$

$$164,5 \geq 124,1.$$

Условие выполняется, соответственно, работоспособность бульдозера при выполнении технологического процесса обеспечивается.

3.4. Расчет усилий при разработке грунта модернизированным бульдозером

3.4.1. Общая схема сил, действующих на бульдозер. Выбор расчетных положений

Силы, действующие на бульдозер, делятся на три группы:

- 1) нормальные – нагрузки, действующие на машину в процессе ее работы в условиях нормальной эксплуатации;
- 2) случайные – совокупность одновременно действующих нагрузок, в их самом неблагоприятном сочетании;
- 3) аварийные – нагрузки, действие которых приводит конструкцию в неработоспособное состояние.

Расчетным положением для определения усилий, возникающих при работе бульдозера, является процесс окончания копания грунта, когда призма сформировалась, но отвал заглублен.

В процессе разработки грунта бульдозером на его рабочий орган действуют следующие усилия (рис. 3.4):

- 1) F_0 – суммарная сила сопротивления копанию;

- 2) F_{01} – горизонтальная составляющая силы сопротивления копанью;
- 3) F_{02} – вертикальная составляющая силы сопротивления копанью;
- 4) G_o – сила тяжести навесного оборудования;
- 5) S_n – усилие подъема отвала или усилие на штоке гидроцилиндра;
- 6) R – реакция в упряженном шарнире;
- 7) R_x – горизонтальная составляющая реакции в упряженном шарнире;
- 8) R_y – вертикальная составляющая реакции в упряженном шарнире.

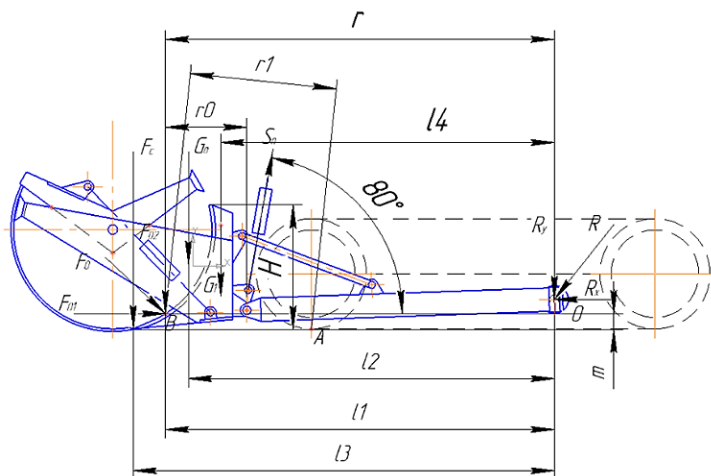


Рис. 3.4. Схема усилий, действующих на рабочее оборудование (выполняется в масштабе 1:50)

3.4.2. Определение действующих усилий

Горизонтальную составляющую силы сопротивления копанью принимают равной максимальному расчетному тяговому усилию трактора с учетом динамичности:

$$F_{01} = T_p = k_d G_6 \varphi_{\text{сц}} g, \quad (3.17)$$

где k_d – коэффициент динамичности, $k_d = 1,5$ [7].

$$F_{01} = 1,5 \cdot 19730 \cdot 0,85 \cdot 9,81 = 246778 \text{ Н.}$$

Вертикальную составляющую силы сопротивления копанью определим по формуле

$$F_{02} = 0,3F_{01}. \quad (3.18)$$

$$F_{02} = 0,3 \cdot 246778 = 74033 \text{ Н.}$$

Определим силу тяжести бульдозерного оборудования по формуле

$$G_o = G_{\bar{6}} - G_{\text{бм}}. \quad (3.19)$$

$$G_o = 19,73 - 16,44 = 3,29 \text{ т} = 32275 \text{ Н.}$$

Определим усилие $S_{\text{п}}$, обеспечивающее постоянное положение отвала при разработке грунта из уравнения моментов относительно точки O :

$$\sum M_F(O) = 0; S_{\text{п}}r - F_{02}l_1 - F_{01}m - G_o l_2 = 0, \quad (3.20)$$

где r , l_1 , m , l_2 – значения плеч действующих усилий, которые определим из расчетной схемы (см. рис. 3.4) в соответствии с масштабом: $r = 3,33 \text{ м}$, $l_1 = 3,33 \text{ м}$, $m = 0,27 \text{ м}$, $l_2 = 2,76 \text{ м}$.

$$S_{\text{п}} = \frac{F_{02}l_1 + F_{01}m + G_o l_2}{r} = \frac{74033 \cdot 3,33 + 246778 \cdot 0,27 + 32275 \cdot 2,76}{3,33} = 127793 \text{ Н.}$$

Горизонтальную составляющую R_x определим из уравнения проекций действующих усилий на горизонтальную ось:

$$\sum F_x = 0; -R_x + F_{01} + S_{\text{п}} \cdot \cos \delta = 0, \quad (3.21)$$

где δ – угол наклона гидроцилиндров подъема-опускания отвала, $\delta = 75 \dots 80^\circ$ [5].

$$R_x = F_{01} + S_{\text{п}} \cdot \cos \delta = 246778 + 127793 \cdot \cos 80^\circ = 268969 \text{ Н.}$$

Вертикальную составляющую R_y определим, составив уравнение суммы моментов действующих усилий относительно точки B :

$$\sum M_F(B) = 0; R_y l_1 - R_x m + G_o(l_1 - l_2) - S_{\text{п}} r_0 = 0, \quad (3.22)$$

где r_0 – плечо действия усилия, обеспечивающего постоянное положение отвала при разработке грунта ($S_{\text{п}}$), $r_0 = 0,69 \text{ м}$.

$$R_y = \frac{R_x m + S_n r_0 - G_0 (l_1 - l_2)}{l_1} =$$

$$= \frac{268969 \cdot 0,27 + 127793 \cdot 0,69 - 32275 \cdot (3,33 - 2,76)}{3,33} = 43151 \text{ Н.}$$

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{268969^2 + 43151^2} = 275805 \text{ Н.}$$

3.4.3. Выбор гидроцилиндров подъема-опускания отвала

Для подъема отвала на ходу из рабочего положения в транспортное к нему должно быть приложено усилие $S_{п1}$, которое превышает усилие $S_{п}$.

Определим усилие $S_{п1}$ из уравнения моментов действующих усилий относительно точки O , без учета сил сопротивления копанью:

$$\sum M_{F(O)} = 0; G_0 l_2 - F_c l_3 - G_1 l_4 + S_{п1} r = 0, \quad (3.23)$$

где F_c – сила сопротивления грунта сдвигу, Н;

G_1 – сила тяжести грунта, поднимаемого вместе с отвалом, Н;

l_3, l_4 – значения плеч действующих усилий, которые определим из расчетной схемы (см. рис. 3.4) в соответствии с масштабом:
 $l_3 = 3,61 \text{ м}, l_4 = 2,25 \text{ м}.$

$$F_c = f_0 HB, \quad (3.24)$$

где f_0 – коэффициент сцепления грунта при сдвиге, $f_0 = 4 \dots 6 \text{ Н/см}^2$ [5].

$$F_c = 5 \cdot 117,6 \cdot 418,5 = 246078 \text{ Н.}$$

$$G_1 = A r_0 \rho_{гр}, \quad (3.25)$$

где A – площадь поперечного сечения грунта, м^2 ;

r_0 – длина призмы волочения. Из расчетной схемы, выполненной в масштабе (см. рис. 3.4), $r_0 = 0,69 \text{ м}.$

$$A = HB. \quad (3.26)$$

$$A = 1,176 \cdot 4,185 = 4,92 \text{ м}^2.$$

$$G_1 = 4,92 \cdot 0,69 \cdot 1500 = 5092 \text{ Н.}$$

$$S_{\text{нп}} = \frac{G_0 l_2 + F_c l_3 + G_1 l_4}{r} = \frac{32275 \cdot 2,76 + 246078 \cdot 3,61 + 5092 \cdot 2,25}{3,33} = 296960 \text{ Н.}$$

Так как для подъема-опускания отвала используется два гидроцилиндра, то усилие на штоке каждого из них

$$S_{\text{нп}}^1 = \frac{S_{\text{нп}}}{2} = \frac{296960}{2} = 148480 \text{ Н.}$$

Рассчитаем диаметр гидроцилиндра подъема-опускания отвала, воспринимающего нагрузку бесштоковой полостью:

$$d_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{4S_{\text{нп}}^1}{\pi(p\eta_{\text{гц}} - (1 - K_{\text{ш}}^2)p_{\text{сл}})}}, \quad (3.27)$$

где p – давление в гидросистеме базовой машины, $p = 16$ МПа;

$\eta_{\text{гц}}$ – гидромеханический КПД гидроцилиндра, $\eta_{\text{гц}} = 0,95 \dots 0,98$ [13];

$K_{\text{ш}}$ – коэффициент, равный отношению диаметра штока к внутреннему диаметру цилиндра, $K_{\text{ш}} = 0,5 \dots 0,7$ [1];

$p_{\text{сл}}$ – давление в сливной полости, $p_{\text{сл}} = 0,2 \dots 0,3$ МПа.

$$d_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 148480}{3,14 \cdot (16 \cdot 0,97 - (1 - 0,6^2) \cdot 0,25)}} = 110,9 \text{ мм.}$$

По полученному значению принимаем два гидроцилиндра подъема-опускания отвала ЦГ-110.56×1120.11 (ГОСТ 16514–96).

Определим критическое значение усилия подъема $S_{\text{кр}}$, при котором возможно опрокидывание бульдозера, из условия равновесия относительно точки A :

$$S_{\text{кр}} = \frac{G_{\text{бм}} l_1}{r_1}. \quad (3.28)$$

$$S_{\text{кр}} = \frac{164400 \cdot 3,33}{1,4} = 391037 \text{ Н.}$$

3.5. Расчет технико-экономических показателей

3.5.1. Определение производительности

Основным технико-экономическим показателем бульдозера является его производительность, которая зависит от конструкции машины, времени (продолжительности) рабочего цикла, а также состояния и качества грунта, уровня организации производства земляных работ, квалификации машиниста и других факторов.

Теоретическую производительность можно определить по формуле

$$\Pi_{\text{теор}} = V_{\text{гр}} \chi^n, \quad (3.29)$$

где χ – расчетный коэффициент, учитывающий потери грунта;

n – число циклов за один час работы.

$$\chi = 1 - 0,005l_2. \quad (3.30)$$

$$\chi = 1 - 0,005 \cdot 70 = 0,65.$$

$$n = \frac{3600}{t_{\text{ц}}}, \quad (3.31)$$

где $t_{\text{ц}}$ – время цикла, с.

$$t_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4, \quad (3.32)$$

где t_1, t_2, t_3, t_4 – соответственно время набора грунта, время транспортирования грунта, время движения задним ходом (возврат в исходное положение) и время на переключение скоростей и распределение грунта ($t_4 = 25 \dots 30$ с).

$$t_1 = \frac{3,6l_1}{v_1}, \quad (3.33)$$

где l_1 – длина участка набора грунта, м;

v_1 – скорость движения бульдозера при наборе грунта (1-я передача передний ход), км/ч.

$$l_1 = \frac{V_{\text{нр}}}{cB}. \quad (3.34)$$

$$l_1 = \frac{5,04}{0,17 \cdot 4,18} = 7,1 \text{ м.}$$

$$t_1 = \frac{3,6 \cdot 7,1}{3,8} = 6,7 \text{ с.}$$

$$t_2 = \frac{3,6l_2}{v_2}, \quad (3.35)$$

где l_2 – длина участка перемещения грунта, м;
 v_2 – скорость движения бульдозера при транспортировании грунта
(2-я передача передний ход), км/ч.

$$t_2 = \frac{3,6 \cdot 70}{6,9} = 36,5 \text{ с.}$$

$$t_3 = \frac{3,6(l_1 + l_2)}{v_3}, \quad (3.36)$$

где v_3 – скорость движения бульдозера задним ходом при возврате в
исходное положение (2-я передача задний ход), км/ч.

$$t_3 = \frac{3,6 \cdot (7,1 + 70)}{9} = 30,8 \text{ с.}$$

$$t_{\text{ц}} = 6,7 + 36,5 + 30,8 + 27 = 101 \text{ с.}$$

$$n = \frac{3600}{101} = 36.$$

$$\Pi_{\text{теор}} = 5,04 \cdot 0,65 \cdot 36 = 117,9 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Техническая производительность бульдозера учитывает степень
разрыхления грунта и рассчитывается следующим образом:

$$\Pi_{\text{техн}} = \frac{\Pi_{\text{теор}}}{k_p}, \quad (3.37)$$

где k_p – коэффициент разрыхления грунта, $k_p = 1,05 \dots 1,25$.

$$\Pi_{\text{техн}} = \frac{117,9}{1,1} = 107,2 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Эксплуатационная производительность бульдозера определяется с учетом потерь времени, нарушающих непрерывность его работы:

$$\Pi_{\text{экспл}} = \Pi_{\text{техн}} k_{\text{и}}. \quad (3.38)$$

$$\Pi_{\text{экспл}} = 107,2 \cdot 0,83 = 88,9 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3.5.2. Определение удельной энергоёмкости

Удельная энергоёмкость рассчитывается по формуле

$$\Theta = \frac{P_{\text{дв}}}{\Pi_{\text{экспл}}}. \quad (3.39)$$

$$\Theta = \frac{180}{88,9} = 2,02 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3.$$

3.5.3. Определение удельной материалоемкости

Удельная материалоемкость рассчитывается по формуле

$$M = \frac{G_6}{\Pi_{\text{экспл}}}. \quad (3.40)$$

$$M = \frac{19730}{88,9} = 221,9 \text{ кг} \cdot \text{ч}/\text{м}^3.$$

4. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ОДНОКОВШОВОГО ПОГРУЗЧИКА

4.1. Общие сведения об одноковшовых погрузчиках

Основное назначение одноковшовых погрузчиков в строительстве – выполнение погрузочно-разгрузочных операций с сыпучими, мелкокусковыми материалами и штучными грузами, а также экскавация и погрузка в автосамосвалы (или отсыпка в отвал) грунтов I–III категорий и более прочных грунтов с предварительным рыхлением. Поэтому некоторые типы одноковшовых погрузчиков можно отнести к машинам для земляных работ. Основным рабочим органом таких погрузчиков является ковш.

Одноковшовые погрузчики классифицируют по следующим основным признакам:

по грузоподъемности – малогабаритные (грузоподъемностью до 0,5 т), легкие (0,5...2,0 т), средние (2,1...6,0 т), тяжелые (6,1...15,0 т), сверхтяжелые (свыше 15 т);

по расположению рабочего органа – с передним (наиболее распространенным) и задним расположением;

по типу ходового оборудования – гусеничные, пневмоколесные и пневмогусеничные;

по способу разгрузки рабочего органа – с фронтальным, перекидным, полуповоротным и комбинированным оборудованием. При фронтальном оборудовании разгрузка ковша возможна только со стороны разработки материала; при перекидном – только задняя; для полуповоротного оборудования характерна боковая погрузка ковша; комбинированное оборудование позволяет производить и переднюю, и заднюю разгрузку.

Погрузчики выпускаются на специальных шасси и тягачах, а также на специальных модификациях промышленных тракторов.

Привод рабочего оборудования одноковшовых погрузчиков в основном осуществляется гидроцилиндрами. По характеру воздействия гидроцилиндров на ковш механизмы погрузчиков подразделяют на безрычажные и рычажные. Последние, в свою очередь, могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми.

Наиболее распространенным механизмом является одноступенчатый механизм с перекрестной системой рычагов и механической системой слежения (рис. 4.1). Поворот ковша относительно стрелы производится гидроцилиндром 1, подъем ковша со стрелой – гидроцилиндром 2.

Разгрузка ковша осуществляется поворотом ковша относительно стрелы гидроцилиндром 1 (постепенная или единовременная).

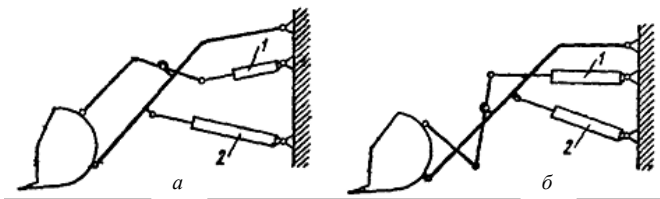


Рис. 4.1. Одноступенчатый рычажный механизм погрузчика с системами рычагов: *а* – прямой; *б* – перекрестной; 1 – цилиндр поворота; 2 – цилиндр подъема

Преимущественное применение получили фронтальные универсальные погрузчики на пневмоколесном ходу со всеми ведущими колесами. Опорная рама погрузчика может быть жесткой и шарнирно-сочлененной. Погрузчики с шарнирно-сочлененной рамой обладают высокой мобильностью, маневренностью и наиболее эффективно используются в стесненных условиях.

Погрузчик (рис. 4.2) базируется на самоходном пневмоколесном двухосном шасси с шарнирно-сочлененной рамой 5, состоящей из двух полурам, угол поворота в плане которых может составлять от -40° до $+40^\circ$. На передней полураме смонтировано погрузочное оборудование и жестко закрепленный передний мост. На задней полураме установлены: силовая установка 2, гидромеханическая трансмиссия 3, задний мост 4 на балансирной раме и кабина оператора 1.

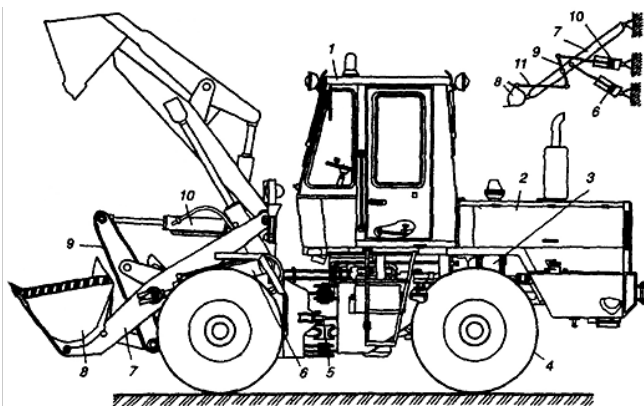


Рис. 4.2. Фронтальный одноковшовый погрузчик: 1 – кабина оператора; 2 – силовая установка; 3 – гидромеханическая трансмиссия; 4 – задний мост; 5 – шарнирно-сочлененная рама; 6 и 10 – гидросистема привода; 7 – стрела; 8 – ковш; 9 – коромысло; 11 – тяги

Задний мост может качаться относительно продольной оси погрузчика, что обеспечивает высокие тяговосцепные качества машины. Рабочее оборудование погрузчика включает: ковш 8, рычажную систему, состоящую из стрелы 7, коромысла 9 и тяг 11, и гидросистему привода 6 и 10.

Для производства работ в разных условиях одноковшовые строительные пневмоколесные погрузчики могут снабжаться сменными рабочими органами и навесным оборудованием, которые показаны на рис. 4.3.

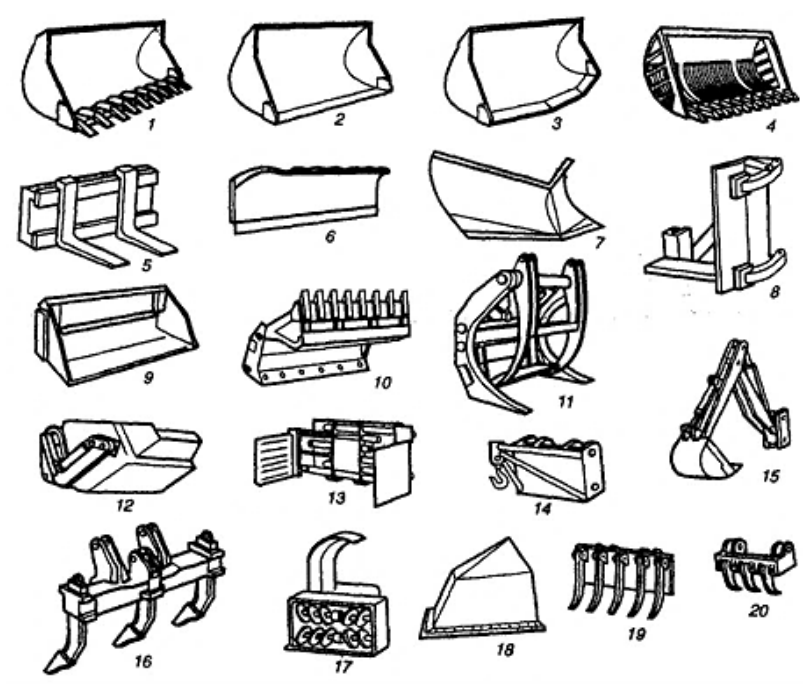


Рис. 4.3. Сменное рабочее навесное оборудование одноковшовых погрузчиков:
 1 – ковш для скальных пород с зубьями; 2 – ковш без зубьев с прямолинейной режущей кромкой; 3 – то же с V-образной режущей кромкой; 4 – скелетный ковш;
 5 – грузовые вилы; 6 – бульдозерный отвал; 7 – плужный снегоочиститель;
 8 – захват для столбов и свай; 9 – ковш с принудительной разгрузкой;
 10 – двухчелостной ковш; 11 – захват для длинномеров; 12 – ковш для распределения бетона; 13 – захват для пакетов; 14 – кран; 15 – экскаватор;
 16 – рыхлитель; 17 – роторный снегоочиститель; 18 – кусторез;
 19 – корчеватель-собиратель; 20 – асфальтовзламыватель

Исходные данные для расчета: грунты II категории, базовая машина – Амкодор 332А, управление – гидравлическое.

4.2. Определение параметров погрузчика

Главным параметром погрузчика является номинальная грузоподъемность. К основным параметрам, характеризующим эксплуатационные свойства погрузчика, относят номинальный объем основного ковша, напорное, выглубляющее и подъемные усилия на режущей кромке ковша, время подъема ковша, высоту разгрузки и вылет ковша, дорожный просвет, скорости движения и др. Конструктивные параметры (центр давления и распределения нагрузок по мостам, заглубление рабочего органа, углы запрокидывания и др.) определяют в процессе расчета основных параметров и конструктивной проработки. Часть основных и конструктивных параметров регламентированы ГОСТ 28635–90 (ИСО 5998–86) и поэтому могут задаваться. Номинальную грузоподъемность строительных погрузчиков на базе гусеничных и колесных тракторов и шасси принимают согласно тяговому классу базовой машины в соответствии с указанным стандартом.

Для погрузчиков, не предусмотренных этим стандартом, номинальную грузоподъемную силу $Q_{\text{ном}}$ (рис. 4.4) определяют на основе допустимых нагрузок F на ходовую часть базового погрузчика. При этом считают, что $Q_{\text{ном}}$ составляет половину опрокидывающей нагрузки, приложенной в центре масс ковша при наибольшем вылете стрелы.

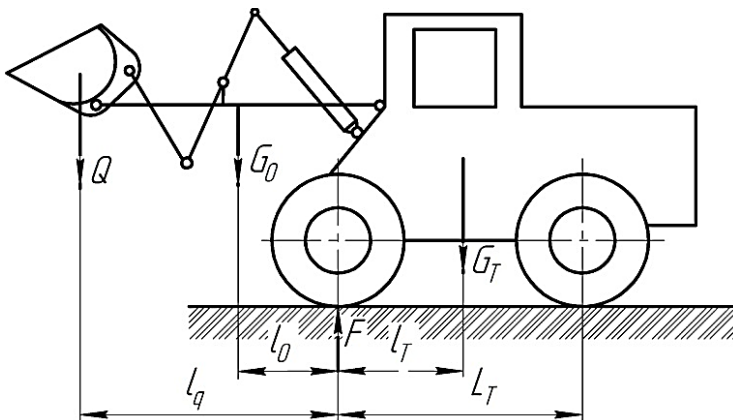


Рис. 4.4. Схема действующих усилий при определении грузоподъемности погрузчика

Определяем статическую опрокидывающую нагрузку:

$$Q = \frac{(G_T l_T - G_o l_o)}{l_q}, \quad (4.1)$$

где G_T – масса базовой машины, т;

G_o – конструктивная масса погрузочного оборудования, т;

l_T – расстояние между осью передних колес и центром тяжести базовой машины, м;

l_o – расстояние от точки опрокидывания до центра тяжести рабочего оборудования, м;

l_q – расстояние от центра тяжести груза до точки опрокидывания, м.

Определяем массу рабочего оборудования погрузчика G_o :

$$G_o = k_0 G_T, \quad (4.2)$$

где k_0 – безразмерный коэффициент, равный 0,25...0,35 [6].

$$G_o = 0,25 \cdot 10800 = 2700 \text{ кг.}$$

Расстояние от точки опрокидывания до центра тяжести рабочего оборудования и расстояние от центра тяжести груза до точки опрокидывания определяется по зависимостям:

$$l_o = (0,6 \dots 0,95) L_T; \quad (4.3)$$

$$l_q = (0,7 \dots 1,0) L_T, \quad (4.4)$$

где L_T – база машины, м.

$$l_o = (0,6 \dots 0,95) \cdot 2,8 = 1,68 \dots 2,66 \text{ м.}$$

Принимаем $l_o = 1,7$ м.

$$l_q = (0,7 \dots 1,0) \cdot 2,8 = 1,96 \dots 2,66 \text{ м.}$$

Принимаем $l_q = 2,0$ м.

Тогда

$$Q = \frac{10,8 \cdot 1,4 - 2,7 \cdot 1,7}{2,0} = 5,3 \text{ т.}$$

Номинальная грузоподъемность погрузчика определяется по формуле

$$Q_{\text{ном}} = \frac{Q}{k}, \quad (4.5)$$

где k – понижающий коэффициент, при совмещении операций напора и подъема $k = 2$ [2].

$$Q_{\text{ном}} = \frac{5,3}{2}, = 2,65 \text{ т.}$$

Определяем коэффициент удельной грузоподъемности [6]:

$$q = \frac{Q_{\text{ном}}}{(G_T + G_o)} \geq [q], \quad (4.6)$$

где $[q]$ – коэффициент удельной грузоподъемности, для колесных погрузчиков $[q] = 0,2 \dots 0,3$ [6].

$$q = \frac{2,65}{(10,8 + 2,7)} = 0,2 \geq [q].$$

Номинальная вместимость ковша определяется по формуле [1]:

$$q_{\text{ном}} = \frac{Q_{\text{ном}}}{\rho_{\text{гр}} k_p}, \quad (4.7)$$

где $\rho_{\text{гр}}$ – плотность грунта, $\rho_{\text{гр}} = 1,5 \dots 1,7 \text{ т/м}^3$ [12];

k_p – коэффициент разрыхления грунта, $k_p = 1,05 \dots 1,25$ [7].

$$q_{\text{ном}} = \frac{2,65}{1,5 \cdot 1,1} = 1,6 \text{ м}^3.$$

Номинальный объем $V_{\text{ном}}$ основного ковша определяют по номинальной грузоподъемности $Q_{\text{ном}}$ погрузочного оборудования из расчета работы на кусковых материалах плотностью $\rho_{\text{гр}} = 1,5 \text{ т/м}^3$:

$$V_{\text{ном}} = \frac{Q_{\text{ном}}}{\rho_{\text{гр}} \varepsilon_p}, \quad (4.8)$$

где ε_p – коэффициент заполнения ковша погрузчика, $\varepsilon_p = 1,25$ [8].

$$V_{\text{ном}} = \frac{2,65}{1,5 \cdot 1,25} = 1,4 \text{ м}^3.$$

Эксплуатационная масса погрузчика равна сумме масс базового трактора и погрузочного оборудования:

$$G_{\Pi} = G_T + G_0. \quad (4.9)$$

$$G_{\Pi} = 10800 + 2700 = 13500 \text{ кг.}$$

Скорость рабочего хода погрузчиков v_p принимаем равной 6,0 км/ч. Скорость обратного хода выбираем на 25...30 % выше скорости рабочего хода, $v_x = 7,5$ км/ч [6].

Скорость поворота ковша, т. е. среднюю линейную скорость запрокидывания ковша $v_{зк}$, определяют на его режущей кромке по формуле [6]:

$$v_{зк} = 0,277k_v\gamma_v v_p, \quad (4.10)$$

где k_v – коэффициент снижения рабочей скорости в процессе внедрения ковша из-за уменьшения частоты вращения двигателя, производительности гидронасосов и буксования, обычно $k_v = 0,5$ [6];

γ_v – коэффициент совмещения операций, $\gamma_v = 1,0 \dots 1,2$ [6].

$$v_{зк} = 0,277 \cdot 0,5 \cdot 1,1 \cdot 6,0 = 0,91 \text{ км/ч} = 0,25 \text{ м/с.}$$

Скорость подъема стрелы $v_{пс}$ выбирают так, чтобы подъем груза закончился к моменту завершения отхода погрузчика для разгрузки:

$$v_{пс} = \frac{S_{п}}{S_{р}} v_x, \quad (4.11)$$

где $S_{п}$ – длина пути шарнира крепления ковша при подъеме стрелы, м;

$S_{р}$ – средняя длина пути рабочего хода погрузчика, м;

v_x – скорость обратного хода погрузчика, км/ч.

Обычно принимают $\frac{S_{п}}{S_{р}} = 0,5 \dots 0,56$, тогда

$$v_{пс} = 0,5 \cdot 7,5 = 3,75 \text{ км/ч} = 1,04 \text{ м/с.}$$

Скорость опускания стрелы определяют по скорости подъема с таким расчетом, чтобы в полости опускания гидроцилиндров стрелы не возникла кавитация [7]:

$$v_{ос} = (1,2 \dots 1,3)v_{пс}. \quad (4.12)$$

$$v_{ос} = 1,25 \cdot 1,04 = 1,3 \text{ м/с.}$$

Высоту разгрузки ковша H_p определяют, как наибольшее расстояние от опорной поверхности до режущей кромки основного ковша при максимальном угле разгрузки и полностью погруженных грунтозацепах для гусеничных машин или номинальном давлении в шинах – для колесных. Ее выбирают в зависимости от типоразмера машины и транспортных средств, с которыми должен работать погрузчик, или определяют по формуле

$$H_p = H + \Delta H, \quad (4.13)$$

где H – наибольшая высота бортов транспортных средств, с которыми может работать погрузчик, мм;

ΔH – дополнительный зазор, выбираемый с учетом опрокидывания ковша и работы на неподготовленном основании, мм ($\Delta H \approx 300 \dots 500$ мм).

$$H_p = 2800 + 400 = 3200 \text{ мм.}$$

Вылет ковша L – расстояние от передних выступающих частей базового трактора до режущей кромки ковша, находящегося на максимальной высоте при наибольшем угле выгрузки:

$$L = \frac{B_{\text{тр}}}{2} + \Delta b, \quad (4.14)$$

где $B_{\text{тр}}$ – ширина транспортного средства, $B_{\text{тр}} = 2450$ мм;

Δb – зазор между погрузчиком и транспортным средством, $\Delta b = 150 \dots 200$ мм.

$$L = \frac{2450}{2} + 160 = 1385 \text{ мм.}$$

4.3. Расчет параметров рабочего оборудования

Рекомендуемый угол запрокидывания ковша при нижнем положении стрелы находится в интервале $42 \dots 46^\circ$, при подъеме допускается дальнейшее запрокидывание ковша до угла 15° .

Угол разгрузки основного ковша при промежуточных значениях высоты подъема должен быть не менее 45° , так как разгрузка может производиться при любом подъеме стрелы.

Внутреннюю ширину ковша B_k принимают на $50 \dots 100$ мм больше ширины погрузчика:

$$B_k = B_{\text{тр}} + (50 \dots 150). \quad (4.15)$$

$$B_k = 2450 + 100 = 2550 \text{ мм.}$$

Расчетный радиус поворота ковша – расстояние между осью шарнира и режущей кромкой – определяют по формуле

$$R_0 = \sqrt{\frac{V_{\text{НОМ}}}{B_k(0,45 \dots 0,65)}}. \quad (4.16)$$

$$R_0 = \sqrt{\frac{1,4}{2,55 \cdot 0,55}} = 1 \text{ м.}$$

Основные геометрические параметры ковша показаны на рис. 4.5.

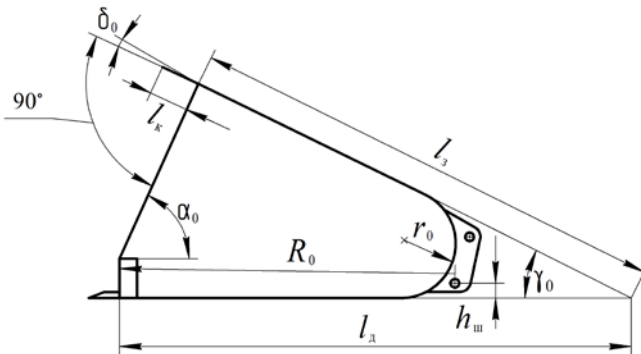


Рис. 4.5. Основные геометрические параметры ковша

Угловые параметры ковша должны составлять:

- 1) угол раствора между днищем и задней стенкой $\gamma_0 = 48 \dots 52^\circ$;
- 2) угол заострения режущих кромок $\gamma_1 = 30 \dots 40^\circ$, при выборе угла γ_1 учитывают, что между режущей кромкой боковой стенки и козырьком необходимо обеспечить угол, равный 90° ;
- 3) угол наклона режущих кромок боковых стенок относительно днища $\alpha_0 = 50 \dots 60^\circ$;
- 4) угол между задней стенкой и козырьком $\delta_0 = 5 \dots 10^\circ$.

По величине расчетного радиуса поворота ковша определяют основные параметры ковша:

– длину днища (расстояние от передней кромки ковша до его пересечения с задней стенкой):

$$l_d = (1,4 \dots 1,5)R_0. \quad (4.17)$$

$$l_d = 1,45 \cdot 1 = 1,45 \text{ м};$$

– длину задней стенки (расстояние от верхнего края задней стенки или основания козырька до пересечения с днищем ковша):

$$l_3 = (1,1 \dots 1,2)R_0. \quad (4.18)$$

$$l_3 = 1,15 \cdot 1 = 1,15 \text{ м};$$

– длину козырька:

$$l_k = (0,12 \dots 0,15)R_0. \quad (4.19)$$

$$l_k = 0,15 \cdot 1 = 0,15 \text{ м};$$

– радиус сопряжения:

$$r_0 = (0,35 \dots 0,40)R_0. \quad (4.20)$$

$$r_0 = 0,38 \cdot 1 = 0,38 \text{ м};$$

– высоту шарнира крепления ковша к стреле:

$$h_{ш} = (0,05 \dots 0,15)R_0. \quad (4.21)$$

$$h_{ш} = 0,12 \cdot 1 = 0,12 \text{ м};$$

– толщину основного листа ковша:

$$t_n = (2,6 \dots 3)Q_{ном}. \quad (4.22)$$

$$t_n = 2,8 \cdot 2,65 = 7,42 \text{ мм}.$$

Принимаем $t_n = 8 \text{ мм}$.

4.4. Выбор размеров погрузочного оборудования

Размеры рычажной системы (рис. 4.6) выбирают по параметрам погрузочного оборудования и основного ковша, а также выбранной точки подвески с учетом компоновки базовой машины. Координаты точки подвески стрелы определяются конструктивными особенностями и компоновкой базовой машины. Высоту H_c и расстояние до наиболее выступающей передней части машины принимают с учетом обеспечения наилучшей видимости при управлении.

Ориентировочно высоту шарнира подвески стрелы от опорной поверхности определяют по соотношению [6]:

$$H_c = \lambda_{\text{шс}} R_0, \quad (4.23)$$

где $\lambda_{\text{шс}}$ – относительная высота шарнира подвески стрелы, принимается в пределах 1,2...2,0.

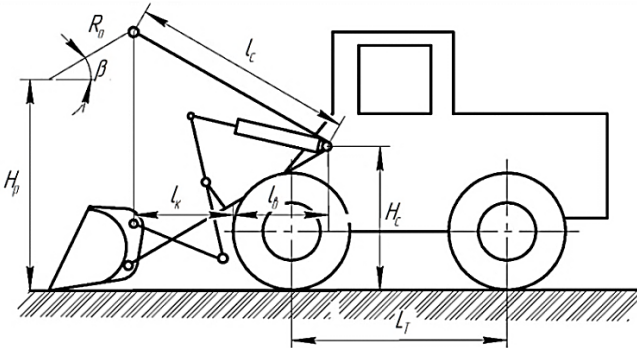


Рис. 4.6. Расчетная схема для определения длины стрелы (выполняется в масштабе 1:50, 1:75)

$$H_c = 1,8 \cdot 1 = 1,8 \text{ м.}$$

Длину стрелы определяют по параметрам погрузочного оборудования и основного ковша [6]:

$$l_c = \sqrt{(l_{\text{кш}} - R_0 \cdot \cos \beta + l_b)^2 + (H_p + R_0 \cdot \sin \beta - H_c)^2}, \quad (4.24)$$

где $l_{\text{кш}}$ – расстояние от колеса до шарнира крепления ковша, $l_{\text{кш}} = 0,3 \dots 0,5 \text{ м}$;

$$\beta - \text{угол наклона радиуса поворота ковша, } \beta = 45^\circ + \arcsin\left(\frac{h_{\text{ш}}}{R_0}\right) =$$

$$= 45^\circ + \arcsin\left(\frac{0,12}{1}\right) = 52^\circ;$$

l_b – расстояние от оси шарнира подвески стрелы до наиболее выступающей части базовой машины, $l_b = 0,5 L_T = 0,5 \cdot 2,8 = 1,4 \text{ м}$.

$$l_c = \sqrt{(0,4 - 1 \cdot \cos 52^\circ + 1,4)^2 + (3,2 + 1 \cdot \sin 52^\circ - 1,8)^2} = 2,7 \text{ м.}$$

4.5. Расчет гидропривода рабочего оборудования

Типовая схема гидропривода рабочего оборудования одноковшовых фронтальных погрузчиков включает насос постоянной производительности, гидрораспределитель, исполнительные гидроцилиндры основного и дополнительного оборудования, фильтр, бак, обратные клапаны с дросселирующими отверстиями, контрольные манометр и термометр, трубопроводы и приборы системы автоматического управления исполнительными гидроцилиндрами.

4.5.1. Определение выглубляющего и напорного усилия

Усилия на штоках гидроцилиндров поворота ковша зависят от конструкции стрелы. При отсутствии опорных лыж на стреле выглубляющее усилие определяют по условию продольного опрокидывания машины относительно ребра опрокидывания, проходящего под осью опорных колес (рис. 4.7).

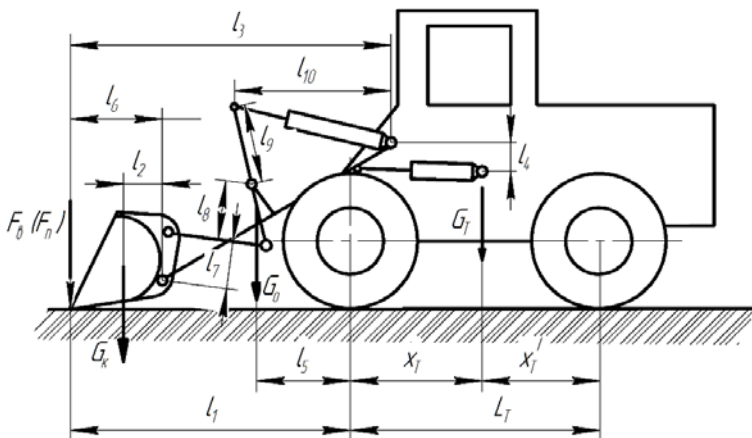


Рис. 4.7. Расчетная схема для определения усилий (выполняется в масштабе 1:50, 1:75)

Определяем усилие внедрения [6]:

$$F_b = \frac{G_T x_T - G_0 l_5}{l_1}, \quad (4.25)$$

где x_T , l_5 , l_1 – плечи действия соответствующих сил, м.

$$F_B = \frac{10800 \cdot 1,4 - 2700 \cdot 0,7}{2,245} = 5893 \text{ кг} = 58,93 \text{ кН}$$

Определяем усилие подъема [6]:

$$F_n = \frac{G_T x'_T + G_o(l_s + L_T)}{l_1 + L_T}, \quad (4.26)$$

где x'_T – плечо действия соответствующей силы, м.

$$F_n = \frac{10800 \cdot 1,4 + 2700 \cdot (0,7 + 2,8)}{2,245 + 2,8} = 4870 \text{ кг} = 48,70 \text{ кН.}$$

4.5.2. Определение усилия на штоках гидроцилиндров ковша и стрелы. Выбор гидроцилиндров

Усилие на штоке одного гидроцилиндра ковша определяют по формуле [6]:

$$S_k = \frac{F_B i_n + G_{к+г} i_k}{n_n \eta_n}, \quad (4.27)$$

где $G_{к+г}$ – вес ковша с материалом (грунтом), кН;

i_n и i_k – мгновенные передаточные отношения механизма погрузочно-оборудования, определяемые соотношением плеч рычажной системы, для силы F_B и для силы $G_{к+г}$ соответственно;

n_n – количество гидроцилиндров поворота ковша;

η_n – КПД механизма поворота ковша, $\eta_n = 0,80 \dots 0,85$ [6].

$$G_{к+г} = G_k + G_r, \quad (4.28)$$

где G_k – вес ковша, кН;

G_r – вес материала (грунта), кН.

$$G_k = 0,35 Q_{ном}. \quad (4.29)$$

$$G_k = 0,35 \cdot 2,65 = 0,92 \text{ т} = 9 \text{ кН.}$$

$$G_r = \rho_{гр} V_{ном}. \quad (4.30)$$

$$G_r = 1,5 \cdot 1,4 = 2,1 \text{ т} = 21 \text{ кН.}$$

$$G_{к+г} = 0,92 + 2,1 = 3,02 \text{ т} = 30,2 \text{ кН.}$$

Мгновенные передаточные отношения механизма погрузочного оборудования вычисляют для положения ковша, соответствующего внедрению в материал [9]:

$$i_n = \frac{l_6 l_8}{l_7 l_9}; \quad (4.31)$$

$$i_k = \frac{l_2 l_8}{l_7 l_9}, \quad (4.32)$$

где l_2, l_6, l_7, l_8, l_9 – плечи приложения сил в нагруженных элементах механизма погрузочного оборудования (см. рис. 4.7).

$$i_n = \frac{1,0 \cdot 0,9}{0,5 \cdot 0,7} = 2,57;$$

$$i_k = \frac{0,3 \cdot 0,9}{0,5 \cdot 0,7} = 1,1.$$

$$S_k = \frac{58,93 \cdot 2,57 + 30,2 \cdot 1,1}{1 \cdot 0,825} = 223,8 \text{ кН.}$$

При кинематической схеме механизма с перекрестной системой усилия в одном гидроцилиндре стрелы определяют по формуле [6]:

$$S_c = \frac{F_b l_3 + G_p l_{10} - S_k l_5 n_c}{l_4 n_c} \kappa_1, \quad (4.33)$$

где G_p – вес погрузочного оборудования без портала ($G_p = G_o - 0,6 \text{ т}$);
 S_k – усилие гидроцилиндра ковша без учета коэффициента запаса;
 n_c – количество гидроцилиндров стрелы;
 κ_1 – коэффициент запаса, учитывающий потери в шарнирах и гидроцилиндрах, $\kappa_1 = 1,25$ [6].

$$S_c = \frac{58,93 \cdot 3,24 + 21 \cdot 1,6 - 223,8 \cdot 0,13 \cdot 2}{0,75 \cdot 2} \cdot 1,25 = 164,5 \text{ кН.}$$

Диаметр гидроцилиндров ковша и стрелы определяют по усилиям S_k и S_c на штоках. Так как запрокидывание ковша и подъем стрелы

осуществляются поршневой полостью, диаметр гидроцилиндра определяют по формулам [13]:

$$d_{\text{цк}} = \sqrt{1,27 \frac{S_{\text{к}}}{p_{\text{кл}}}}; \quad (4.34)$$

$$d_{\text{цс}} = \sqrt{1,27 \frac{S_{\text{с}}}{p_{\text{кл}}}}, \quad (4.35)$$

где $p_{\text{кл}}$ – давление настройки предохранительных клапанов, для рассматриваемого варианта $p_{\text{кл}} = 14$ МПа.

$$d_{\text{цк}} = \sqrt{1,27 \cdot \frac{223,8 \cdot 10^3}{14}} = 142,5 \text{ мм};$$

$$d_{\text{цс}} = \sqrt{1,27 \cdot \frac{164,5 \cdot 10^3}{14}} = 122,1 \text{ мм}.$$

Из каталога гидрооборудования принимаем гидроцилиндры ковша ЦГ-140×630 и гидроцилиндры стрелы ЦГ-120×710 [13].

4.5.3. Расчет трубопроводов, выбор гидрораспределителя, бака, насоса

Насос выбирается по максимальной производительности и давлению в гидросистеме. Максимальная производительность соответствует возможному совмещению операций.

Определим производительность насоса:

$$Q_{\text{нас}} = 2Q_{\text{к}} + 2Q_{\text{с}} = \left(2 \frac{\pi d_{\text{цк}}^2}{4} + 2 \frac{\pi d_{\text{цс}}^2}{4} \right) v_{\text{хп}}, \quad (4.36)$$

где $v_{\text{хп}}$ – скорость хода поршней, $v_{\text{хп}} = 0,5 \dots 0,15$ м/с. Принимаем $v_{\text{хп}} = 0,12$ м/с [1].

$$\begin{aligned} Q_{\text{нас}} &= \left(2 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,140^2}{4} + 2 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,120^2}{4} \right) \cdot 0,12 = \\ &= 0,0052 \text{ м}^3/\text{с} = 312 \text{ л/мин.} \end{aligned}$$

Выбираем аксиально-поршневой насос с наклонным диском типа РМНА 250/35 со следующими параметрами: $Q_{\text{нас}}^{\text{табл}} = 356$ л/мин; $p = 35$ МПа; $q = 250$ см³/об.; $n = 1500$ мин⁻¹; $\eta_0 = 0,95$; $m = 150$ кг.

Гидрораспределитель выбираем по наибольшей производительности насосов и давлению предохранительного клапана. По справочнику [11] выбираем гидрораспределитель моноблочный с предохранительным клапаном типа Г 232 со следующими характеристиками: $Q_{\Gamma} = 360$ л/мин; $p_{\text{max}} = 40$ МПа; $m = 63$ кг.

Трубопроводы подбирают с учетом формы их внутреннего сечения в зависимости от пропускаемого расхода и допускаемых скоростей движения жидкости.

Внутренний диаметр трубопровода нагнетания

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{нас}}^{\text{табл}}}{\pi v_{\text{н}}}}, \quad (4.37)$$

где $v_{\text{н}}$ – допустимая скорость движения жидкости в трубопроводе нагнетания, $v_{\text{н}} = 8 \dots 10$ мм/с.

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 356}{3,14 \cdot 8,5}} = 7,45 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{\text{н}} = 8$ мм.

Внутренний диаметр всасывающего трубопровода

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{нас}}^{\text{табл}}}{\pi v_{\text{в}}}}, \quad (4.38)$$

где $v_{\text{в}}$ – допустимая скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе нагнетания, $v_{\text{в}} = 1 \dots 2$ мм/с.

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 356}{3,14 \cdot 1,5}} = 17,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{\text{в}} = 20$ мм.

4.6. Расчет устойчивости погрузчика

При расчете коэффициента запаса устойчивости (k_y) в продольной вертикальной плоскости считаем, что опрокидывание возможно относительно передней оси погрузчика (см. рис. 4.4). При $k_y > 1,3$ машина считается устойчивой при выполнении технологического процесса.

Коэффициент запаса устойчивости определим по формуле

$$k_y = \frac{M_y}{M_{\text{ОПР}}}, \quad (4.39)$$

где M_y – момент от действия сил, удерживающих погрузчик от опрокидывания, кН · м;

$M_{\text{ОПР}}$ – момент от действия сил, опрокидывающих погрузчик, кН · м.

Определим момент от действия сил, удерживающих погрузчик от опрокидывания:

$$M_y = G_T l_T. \quad (4.40)$$

$$M_y = 10,8 \cdot 1,4 = 15,12 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Определим момент от действия сил, опрокидывающих погрузчик:

$$M_{\text{ОПР}} = G_0 l_0 + Q l_q. \quad (4.41)$$

$$M_{\text{ОПР}} = 2,7 \cdot 1,7 + 2,65 \cdot 2 = 9,89 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Тогда коэффициент запаса устойчивости будет равен:

$$k_y = \frac{15,12}{9,89} = 1,53 > 1,3.$$

Условие устойчивости выполняется.

4.7. Расчет технико-экономических показателей

4.7.1. Расчет производительности погрузчика

Основным технико-экономическим показателем погрузчика является его производительность, которая зависит от конструкции машины, времени (продолжительности) рабочего цикла, являющихся базо-

выми характеристиками, а также состояния и качества грунта и забоя, уровня организации производства земляных работ, квалификации машиниста и других факторов.

Теоретическую производительность можно определить по формуле

$$\Pi_{\text{теор}} = \frac{3600q_{\text{ном}}}{t_{\text{ц}}}, \quad (4.42)$$

где $q_{\text{ном}}$ – номинальная вместимость ковша;

$t_{\text{ц}}$ – время цикла.

$$t_{\text{ц}} = \alpha(t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7), \quad (4.43)$$

где $\alpha = 0,85$ – коэффициент совмещения операций по времени;

$t_1 = 6$ с – продолжительность наполнения ковша;

$t_2 = 3$ с – продолжительность поворота ковша;

$t_3 = 15$ с – продолжительность подъема стрелы к месту разгрузки;

$t_4 = 2,5$ с – продолжительность разгрузки ковша;

$t_5 = 8$ с – продолжительность перевода в рабочее положение;

$t_6 = 3$ с – продолжительность поворота ковша в рабочее положение;

$t_7 = 5$ с – суммарная продолжительность переключения рычагов.

$$t_{\text{ц}} = 0,85 \cdot (6 + 3 + 15 + 2,5 + 8 + 3 + 5) = 36,1 \text{ с.}$$

$$\Pi_{\text{теор}} = \frac{3600 \cdot 1,6}{36,1} = 159,5 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Техническая производительность погрузчика учитывает степень наполнения ковша, влияние разрыхления грунта, трудность разработки и рассчитывается следующим образом:

$$\Pi_{\text{техн}} = \frac{3600q_{\text{ном}}k_{\text{н}}}{t_{\text{ц}}k_{\text{р}}}, \quad (4.44)$$

где $k_{\text{н}}$ – коэффициент наполнения ковша грунтом, $k_{\text{н}} = 0,9 \dots 1,1$;

$k_{\text{р}}$ – коэффициент разрыхления грунта, $k_{\text{р}} = 1,05 \dots 1,25$.

$$\Pi_{\text{техн}} = \frac{3600 \cdot 1,6 \cdot 1,05}{36,1 \cdot 1,15} = 145,7 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Эксплуатационная производительность погрузчика определяется с учетом потерь времени, нарушающих непрерывность его работы:

$$\Pi_{\text{эспл}} = \frac{3600 q_{\text{ном}} k_{\text{н}} k_{\text{и}}}{t_{\text{ц}} k_{\text{р}}}, \quad (4.45)$$

где $k_{\text{и}}$ – коэффициент использования погрузчика по времени, $k_{\text{и}} = 0,8 \dots 0,85$.

$$\Pi_{\text{эспл}} = \frac{3600 \cdot 1,6 \cdot 1,05 \cdot 0,82}{36,1 \cdot 1,15} = 119,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

4.7.2. Расчет удельной энергоемкости

Удельная энергоемкость рассчитывается по формуле

$$\Theta = \frac{P_{\text{дв}}}{\Pi_{\text{эспл}}}. \quad (4.46)$$

$$\Theta = \frac{95}{119,5} = 0,79 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3.$$

4.7.3. Определение удельной материалоемкости

Удельная материалоемкость рассчитывается по формуле

$$M = \frac{G_{\text{п}}}{\Pi_{\text{эспл}}}. \quad (4.47)$$

$$M = \frac{13500}{119,5} = 113 \text{ кг} \cdot \text{ч}/\text{м}^3.$$

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЫХЛИТЕЛЯ

5.1. Общие сведения о рыхлителях

Рыхлитель – землеройная машина, состоящая из базового трактора *1* (рис. 5.1), заднего навесного оборудования *2* в виде системы тяг и рабочей балки, обеспечивающих ориентированную подвижность и фиксированные положения рабочего органа – зуба *3* или нескольких зубьев в пространстве с использованием гидроцилиндров *4*. Навесное оборудование монтируется на базовом тракторе посредством опорных элементов: рам, балок, кронштейнов, жестко закрепленных на корпусе заднего моста.

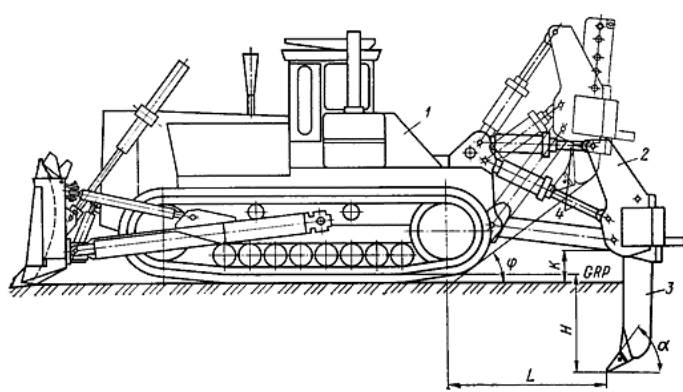


Рис. 5.1. Схема рыхлителя с бульдозерным оборудованием:
GRP – опорная поверхность; *L*, *H*, φ , α , *K* – основные параметры;
1 – базовый трактор; *2* – заднее навесное оборудование;
3 – зуб; *4* – гидроцилиндры

Рыхлители предназначены для постоянного рыхления скальных и мерзлых грунтов, а также других прочных материалов в различных климатических условиях. Они используются в дорожном, гидротехническом строительстве, в карьерах по добыче сырья и строительных материалов, для удаления из грунта камней и пней, вскрытия дорожных покрытий.

Конструктивные и классификационные отличия современных рыхлителей обусловлены номинальным тяговым усилием и ходовым устройством базового трактора, назначением рыхлителя, видом его

навесного устройства, способом установки, числом зубьев и их креплением.

По номинальному тяговому усилию трактора различают рыхлители легкие, средние, большой мощности и сверхмощные. К легким относятся рыхлители с номинальным тяговым усилием тягача до 135 кН, к средним – 130...200 кН, большой мощности – 200...300 кН и сверхмощным – более 300 кН.

Номинальное тяговое усилие является основным параметром, определяющим максимальное заглубление зубьев в грунт H (см. рис. 5.1), число зубьев, ширину наконечника, наименьшее расстояние от нижней точки рабочей балки до опорной поверхности K , расстояние от наконечника в крайнем нижнем положении до оси ведущей звездочки трактора L .

По типу ходового устройства базового трактора различают гусеничные и колесные рыхлители.

По целевому назначению рыхлители подразделяют на вспомогательные и основные.

Вспомогательные рыхлители монтируют в агрегате с основным оборудованием бульдозера, погрузчика на тягачах с номинальным тяговым усилием до 100 кН, автогрейдером, скреперах или навешивают на бульдозерные отвалы для сокращения технологического цикла землеройных работ. Эти рыхлители предназначены для рыхления плотных немерзлых грунтов или слежавшихся материалов.

Основные рыхлители, как правило, монтируют в агрегате с передним бульдозерным оборудованием (см. рис. 5.1). Они служат для рыхления мерзлых и скальных грунтов, которые не могут разрабатывать обычные землеройные машины.

По виду подвесок навесного оборудования различают рыхлители с трехзвенной трехточечной, параллелограммной (четырёхточечной четырёхзвенной) и четырёхточечной (четырёхзвенной непараллелограммной подвеской) (рис. 5.2).

Трёхзвенная трехточечная подвеска позволяет в процессе заглубления изменять угол рыхления, особенностью параллелограммной подвески является постоянство угла рыхления в процессе заглубления рыхлителя, а четырёхточечная подвеска обеспечивает изменение угла рыхления в процессе разработки грунта.

Рабочее оборудование с параллелограммной подвеской состоит из опорной рамы 1 (рис. 5.2, б), верхней тяги 7, рабочей балки 8 со стойкой зуба 4, нижней тяги 9 и гидроцилиндров 2 подъема-опускания.

Опорная рама сварной конструкции состоит из опорной плиты с окнами для обслуживания фрикционов трактора и двух стоек с проушинами для присоединения верхней тяги и гидроцилиндров подъема-опускания. В нижней части рамы предусмотрены две пары проушин для присоединения нижней тяги. Опорную раму жестко фиксируют на тракторе посредством шпилек.

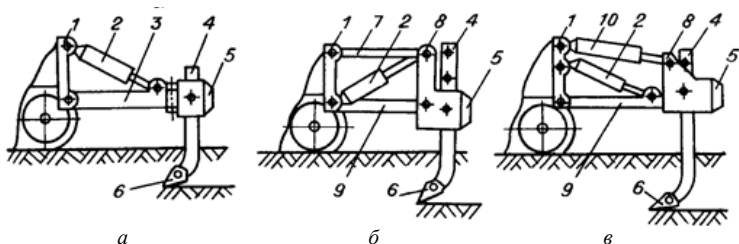


Рис. 5.2. Подвески рыхлителей: *а* – трехзвенная; *б* – параллелограммная; *в* – четырехзвенная; 1 – рама; 2 – гидроцилиндр заглубления стойки; 3 – рабочая рама; 4 – стойка; 5 – буфер; 6 – наконечник; 7, 9 – соответственно верхняя и нижняя тяги; 8 – балка; 10 – гидроцилиндры изменения угла рыхления

Рабочая балка предназначена для установки стойки зуба и одновременно является звеном параллелограммного механизма навесного оборудования. Она представляет собой сварную балку прямоугольного сечения. Вверху и внизу балки предусмотрены проушины для соединения с тягами навесного оборудования, а в центральной части – отверстие со втулкой для крепления пальца стойки зуба.

Верхние и нижние тяги предназначены для присоединения рабочей балки к опорной раме. Тяги имеют сварное коробчатое сечение.

В зависимости от способа установки оборудования различают рыхлители с креплением к корпусу заднего моста или к раме гусеничной тележки. Наибольшее распространение получило крепление рыхлительного оборудования к корпусу заднего моста базового трактора.

По числу зубьев различают рыхлители одно- и многозубые. Однозубые рыхлители предназначены для разработки особо прочных материалов. Их можно использовать для специальных работ: глубокого рыхления траншей, прокладки кабелей на глубину 2,5 м и т. п. Многозубые рыхлители содержат в комплекте нечетное число зубьев и, в зависимости от номинального тягового усилия трактора, имеют три или пять зубьев. Известны конструкции вспомогательных рыхлителей с девятью зубьями.

По способу крепления зубьев различают рыхлители с жестким и шарнирным креплением. При жестком креплении исключается воз-

возможность поворота зуба в горизонтальной плоскости относительно продольной оси рыхлителя. Шарнирное крепление обеспечивает такую возможность, а также уменьшение воздействия боковых нагрузок на рабочий орган и базовый тягач при работе на слоистых породах и грунтах с высокопрочными включениями в виде валунов и строительного мусора.

Рабочий орган рыхлителя – зуб, состоит из стойки 1 (рис. 5.3), наконечника (коронки) 2, протектора 3 деталей крепления 4. Протектор служит для защиты стойки зуба от износа. Стойки зубьев изготавливаются из листового проката или коваными, наконечники – литыми из марганцевой стали или штампованными. Поперечное сечение стойки обычно прямоугольное; в передней части стоек делают скосы под углом $30...45^\circ$ для уменьшения сопротивления грунта. Толщина стойки составляет $60...100$ мм, угол заострения наконечников зубьев – $20...30^\circ$, задний угол резания – не менее $5...7^\circ$. Длина зубьев должна быть больше максимальной глубины рыхления на $0,1...0,3$ м, чтобы рама рыхлителя свободно проходила над поверхностью разрыхленного грунта [3].

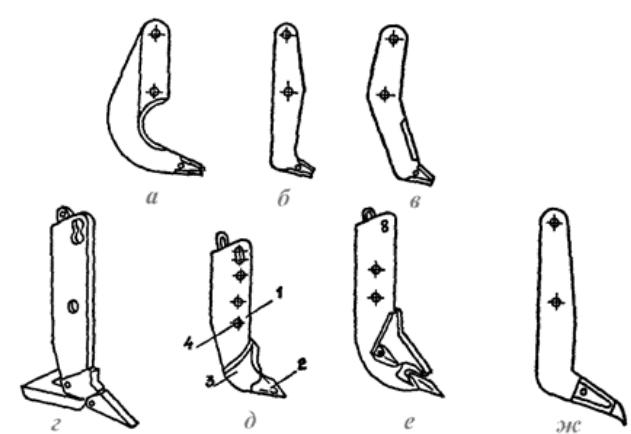


Рис. 5.3. Зубья рыхлителей: *а* – изогнутые; *б* – прямые; *в* – полуизогнутые; *г* – с подпятником; *д* – с коронкой; *е* – со вставным наконечником; *ж* – с изогнутым концом; 1 – стойка; 2 – наконечник; 3 – протектор; 4 – детали крепления

По форме различают зубья изогнутые, прямые и полуизогнутые. Изогнутые зубья (рис. 5.3, *а*) рыхлят грунт на глубину до 0,8 м. Они могут использоваться на скальных грунтах пластного залегания.

При заглублении зубьев возникают силы, способствующие отрыву пласта от массива. Прямые зубья (рис. 5.3, б) успешно применяются (чаще остальных типов) для рыхления различных грунтов. Полуизогнутые зубья (рис. 5.3, в) позволяют уменьшить усилие заглубления при большом угле резания.

Вследствие высокой абразивности мерзлых и прочих грунтов рабочий инструмент рыхлителей интенсивно изнашивается, поэтому зуб, как правило, делают составным (рис. 5.3, г-ж). Иногда зубья выполняют без наконечников с пластинами из прочной стали, приваренными по передней грани. Наконечники зубьев стопорят заклепками разового применения, расположенными в сквозном отверстии стойки и стенках наконечника, болтами, штифтами, жесткими клиньями и пальцами, фиксаторами с упругими элементами.

Исходные данные для расчета: тип подвески – четырехзвенная, ширина рыхления – 2 м, глубина рыхления – 500 мм, число зубьев – 3, грунты IV категории, управление рыхлительным оборудованием – гидравлическое, базовая машина – трактор Четра Т-11.

5.2. Расчет параметров рабочего органа

Технический уровень и качество работы рыхлителей определяются показателями, характеризующими эксплуатационно-технические возможности машины.

Главным классификационным параметром рыхлителя, определяющим типоразмер, является тяговый класс базового трактора. Основные параметры трактора Четра Т-11 приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1. Технические характеристики гусеничного трактора Четра Т-11

Параметры	Значение
Тяговый класс	10
Габаритные размеры, мм:	
длина	6588
ширина	3288
высота	3412
Масса, кг	17120
Длина продольной базы, мм	2616
Ширина башмаков гусеницы, мм	510
Координата центра тяжести от оси ведущей звездочки, мм	1300
Марка двигателя	Cummins QSB-6.7
Мощность, кВт	137
Номинальное тяговое усилие, кН	100
Максимальное заглубление зуба, м	0,5
Число зубьев	3

Подвеску рамы принимаем в соответствии с исходными данными – четырехзвенную с одной степенью подвижности, зуб в которой присоединен к трактору посредством тяговой рамы и гидроцилиндра подъема-опускания.

Задний угол рыхления образуется задней гранью наконечника и касательной к траектории движения режущей кромки и принимается из диапазона $25 \dots 30^\circ$ [3].

Расстояние от низшей точки рамы до опорной поверхности машины при максимальной глубине рыхления

$$K = (0,6 \dots 0,8)H, \quad (5.1)$$

где H – глубина рыхления.

$$K = (0,6 \dots 0,8) \cdot 0,5 = 0,3 \dots 0,4 \text{ м.}$$

Принимаем $K = 0,3$ м.

Ширина наконечника зуба

$$b = (1,1 \dots 1,4)b_{\text{ст}}, \quad (5.2)$$

где $b_{\text{ст}}$ – толщина стойки, которая возрастает с увеличением мощности базового трактора, для ЧЕТРА Т-11 принимаем $b_{\text{ст}} = 62$ мм.

$$b = (1,1 \dots 1,4) \cdot 62 = 68,2 \dots 86,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 84$ мм.

Длина наконечника зуба зависит от условий работы и определяется по зависимости

$$l_{\text{н}} = (2,5 \dots 3)b. \quad (5.3)$$

$$l_{\text{н}} = (2,5 \dots 3) \cdot 84 = 210 \dots 252 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_{\text{н}} = 250$ мм.

Длина зуба определяется по следующей формуле:

$$l_3 = H + (0,1 \dots 0,3). \quad (5.4)$$

$$l_3 = 0,5 + (0,1 \dots 0,3) = 0,6 \dots 0,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_3 = 0,8$ мм.

Масса рыхлительного оборудования

$$m_{\text{р}} = (0,07 \dots 0,1)m_{\text{т}}, \quad (5.5)$$

где $m_{\text{т}}$ – масса базового трактора.

$$m_{\text{р}} = (0,07 \dots 0,1) \cdot 17120 = 1198 \dots 1712 \text{ кг.}$$

Принимаем $m_p = 1285$ кг.
 Масса бульдозерного оборудования

$$m_6 = (0,12\dots0,15)m_T. \quad (5.6)$$

$$m_6 = (0,12\dots0,15) \cdot 17120 = 2054\dots2568 \text{ кг.}$$

Принимаем $m_6 = 2280$ кг.
 Тогда общая масса агрегата

$$m_a = m_T + m_p + m_6 = 17120 + 1285 + 2280 = 20685 \text{ кг.}$$

Некоторые параметры рабочего органа рыхлителя можно принимать в зависимости от номинального тягового усилия базового трактора по табл. 5.2.

Таблица 5.2. Рекомендуемые параметры рабочих органов рыхлителей

Параметры	Номинальное тяговое усилие, кН					
	30	40	100	150	250	350
Максимальное заглубление зубьев, мм	200... 500	350... 700	400... 1000	500... 1200	600... 1500	700... 1700
Число зубьев	1...5	1...3	1...5	1...3	1...3	1...3
Угол рыхления, град	45					
Угол въезда, град	20					
Расстояние от наконечника зуба до оси ведущей звездочки трактора, мм	450	600	800	900	1100	1400
Расстояние от нижней точки рамы до опорной поверхности, мм	200		300			

Для металлоконструкции рыхлительного оборудования рекомендуются углеродистые стали обыкновенного качества, качественные, повышенной прочности и низколегированные с пределом текучести около 400 МПа. Для особо ответственных узлов (стоек и наконечников) используются стали с пределом текучести после термообработки 1710 МПа (сталь 40ХН2МА) [2].

Основную металлоконструкцию изготавливают из стали 10ХСНД и 15ХНСД. Снижение массы рыхлительного оборудования является основным фактором уменьшения материальных ресурсов при изготовлении и эксплуатации [2].

5.3. Расчет усилий, действующих на рабочий орган

При расчете рассматриваются следующие расчетные положения:

- 1) процесс рыхления грунта при максимальном заглублении зубьев;
- 2) момент заглубления рыхлительного оборудования;
- 3) момент начала выглубления рыхлительного оборудования.

В процессе работы на зуб рыхлителя (без толкача) (рис. 5.4) действуют следующие нагрузки: горизонтальная составляющая R_x , боковая составляющая R_y , вертикальная составляющая R_z .

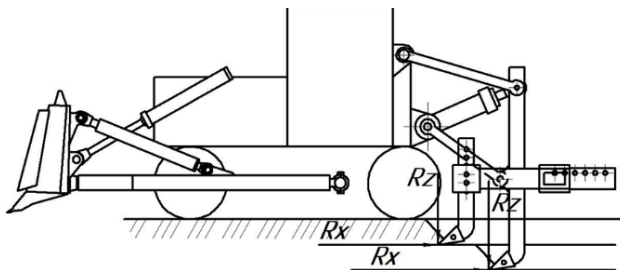


Рис. 5.4. Схема сил, действующих на рыхлительное оборудование

Горизонтальную составляющую R_x сопротивления грунта резанию определим по формуле

$$R_x = T_n K_T K_d, \quad (5.7)$$

где T_n – номинальное тяговое усилие трактора на нижней передаче, по технической характеристике (см. табл. 5.1) $T_n = 100$ кН;

K_T – коэффициент использования тягового усилия, принимаем $K_T = 0,8$ [8];

K_d – коэффициент динамичности, принимаем $K_d = 1,2$ [5].

Тогда

$$R_x = 100 \cdot 0,8 \cdot 1,2 = 96 \text{ кН.}$$

Боковая составляющая

$$R_y = 0,4 T_n K_T, \quad (5.8)$$

$$R_y = 0,4 \cdot 100 \cdot 0,8 = 32 \text{ кН.}$$

В данной конструкции рабочего органа на передние рыхлительные зубья действует сила R_n , которая состоит из горизонтальной составляющей R_r , препятствующей движению вперед, и вертикальной выталкивающей силы R_B .

Значение силы R_n определим по формуле

$$R_n = k_0 b h k_{н.р}, \quad (5.9)$$

где k_0 – коэффициент удельного сопротивления грунта рыхлению, $k_0 = 6-12$ МПа [2]. Принимаем для грунтов четвертой категории $k_0 = 10$ МПа;

h – глубина рыхления передних зубьев, $h = 0,5H = 0,25$ м;

$k_{н.р}$ – коэффициент, учитывающий неполное рыхление площади поперечного сечения захвата передними зубьями, $k_{н.р} = 0,5 \dots 0,7$ [6].

Тогда

$$R_n = 10 \cdot 84 \cdot 250 \cdot 0,6 = 126000 \text{ Н.}$$

$$R_b = R_n \cdot \cos \left(\frac{\alpha}{2} \right); \quad (5.10)$$

$$R_r = R_n \cdot \sin \left(\frac{\alpha}{2} \right), \quad (5.11)$$

где α – угол рыхления.

$$R_b = 126000 \cdot \cos \left(\frac{45^\circ}{2} \right) = 116408 \text{ Н;}$$

$$R_r = 126000 \cdot \sin \left(\frac{45^\circ}{2} \right) = 48218 \text{ Н.}$$

Усилие заглужения R_z определим из условия вывешивания задней части трактора на зубе рыхлительного рабочего органа (рис. 5.5).

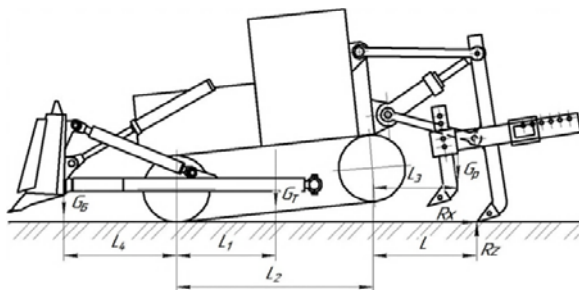


Рис. 5.5. Схема для определения усилия заглужения рабочего органа рыхлителя (выполняется в масштабе 1:50)

$$R_z = \frac{G_p(L_2 + L_3) + G_T L_1 - G_B L_4}{(L_2 + L)}, \quad (5.12)$$

где G_p , G_T , G_B – силы тяжести рыхлительного оборудования, базового трактора и бульдозерного оборудования соответственно;

L , L_1 , L_2 , L_3 , L_4 – плечи действия усилий. Из расчетной схемы (см. рис. 5.5) $L = 1$ м, $L_1 = 1,32$ м, $L_2 = 2,62$ м, $L_3 = 1,13$ м, $L_4 = 1,47$ м.

$$G_p = gm_p. \quad (5.13)$$

$$G_p = 9,81 \cdot 1285 = 12,6 \text{ кН.}$$

$$G_T = gm_T. \quad (5.14)$$

$$G_T = 9,81 \cdot 17120 = 168 \text{ кН.}$$

$$G_B = gm_B. \quad (5.15)$$

$$G_B = 9,81 \cdot 2280 = 22,4 \text{ кН.}$$

$$R_z = \frac{12,6 \cdot (2,62 + 1,13) + 168 \cdot 1,32 - 22,4 \cdot 1,47}{(2,62 + 1)} = 65,1 \text{ кН.}$$

Усилия выглубления (подъема зуба) рыхлителя R_z определяем из условия опрокидывания базового трактора относительно точки B при максимальной глубине рыхления (рис. 5.6).

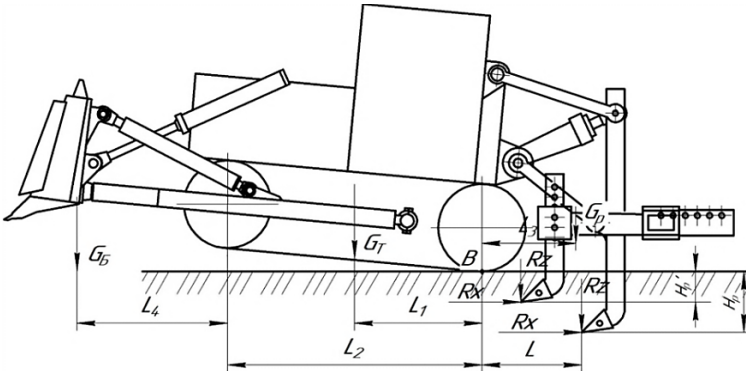


Рис. 5.6. Схема для определения усилия выглубления рабочего органа рыхлителя (выполняется в масштабе 1:50)

Составляем уравнение суммы моментов действующих усилий относительно точки B :

$$G_T L_1 - G_P L_3 + G_B(L_4 + L_2) - R_z L + R_x H = 0. \quad (5.16)$$

где L, L_1, L_2, L_3, L_4, H – плечи действия усилий. Из расчетной схемы (см. рис. 5.5) $L = 1$ м, $L_1 = 1,3$ м, $L_2 = 2,62$ м, $L_3 = 1,13$ м, $L_4 = 1,47$ м, $H = 0,5$ м.

$$R_z = \frac{168 \cdot 1,3 - 12,6 \cdot 1,13 + 22,4 \cdot (1,47 + 2,62)}{1} = 346,5 \text{ кН.}$$

5.4. Тяговый расчет

Тяговое усилие базовой машины по сцеплению $T_{\text{сц}}$ должно быть больше либо равно общему сопротивлению W_0 , действующему на рабочий орган при разработке грунта:

$$T_{\text{сц}} \geq W_0. \quad (5.17)$$

Величину тягового усилия по сцеплению определим по формуле:

$$T_{\text{сц}} = (G_T + G_P + G_B \pm R_z) \varphi_{\text{сц}}, \quad (5.18)$$

где R_z – усилие заглабления или выглабления при разработке грунта, знаки «+» и «-» позволяют учитывать направления, «-» – когда базовый трактор приподнимается, т. е. при заглаблении, «+» – при выглаблении;
 $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления ходового оборудования с основанием, $\varphi_{\text{сц}} = 0,8 \dots 0,9$ [8].

Тогда при заглаблении рабочего органа

$$T_{\text{сц}} = (168 + 12,6 + 22,4 - 65,1) \cdot 0,9 = 124,1 \text{ кН.}$$

При выглаблении рабочего органа

$$T_{\text{сц}} = (168 + 12,6 + 22,4 + 346,5) \cdot 0,9 = 494,6 \text{ кН.}$$

Сопротивление W_0 , действующее на рабочий орган при разработке грунта, определим по формуле

$$T_{\text{сц}} = (G_T + G_P + G_B + R_z) (f \pm i) + R_x,$$

где f – коэффициент сопротивления передвижению, $f = 0,09 \dots 0,11$ [4];
 i – уклон местности, считаем, что разработка грунта производится на горизонтальной поверхности, $i = 0$;

R_x – горизонтальная составляющая сила резания грунта.

Тогда при заглаблении рабочего органа

$$W_o = (168 + 12,6 + 22,4 + 65,1) \cdot (0,1 + 0) + 96 = 122,8 \text{ кН.}$$

$$124,1 \text{ кН} \geq 122,8 \text{ кН.}$$

При выглублении рабочего органа

$$W_o = (168 + 12,6 + 22,4 + 346,5) \cdot (0,1 + 0) + 96 = 150,9 \text{ кН.}$$

$$494,6 \text{ кН} \geq 150,9 \text{ кН.}$$

Условие выполняется.

5.5. Расчет элементов гидросистемы

5.5.1. Расчет гидроцилиндров подъема рабочего оборудования

Определим диаметр гидроцилиндра при заглублении (выглублении) зуба рыхлительного оборудования по следующей формуле:

$$d_{ц} = \sqrt{\frac{4R_c(R_o)K}{\pi p n}}, \quad (5.19)$$

где R_c (R_o) – усилие на штоке гидроцилиндра подъема и опускания рабочего органа;

K – коэффициент, учитывающий увеличение давления на преодоление трения поршня, $K = 1 \dots 1,2$ [2].

p – давление в гидросистеме агрегата, для Четра Т-11 $p = 16$ МПа;

n – число гидроцилиндров, в рассматриваемой конструкции $n = 1$.

Для определения усилия на штоке гидроцилиндра разрабатывается расчетная схема (рис. 5.7).

Для определения усилия, возникающего при заглублении рабочего органа, составим уравнение суммы моментов действующих сил относительно точки B .

Усилие R_c определим, составив уравнение суммы моментов действующих усилий относительно точки B :

$$\sum M_F(B) = 0; R_c L_1 - R_x h_1 - G_p L_2 - R_z L_3 + R_b L_4 - R_f h_2 = 0. \quad (5.20)$$

$$R_c = \frac{R_x h_1 + G_p L_2 + R_z L_3 - R_b L_4 + R_f h_2}{L_1} =$$

$$= \frac{96 \cdot 1835,7 + 12,6 \cdot 174 + 65,1 \cdot 304 - 4,62 \cdot 804 + 1,9 \cdot 1585,8}{855,5} = 230,9 \text{ кН.}$$

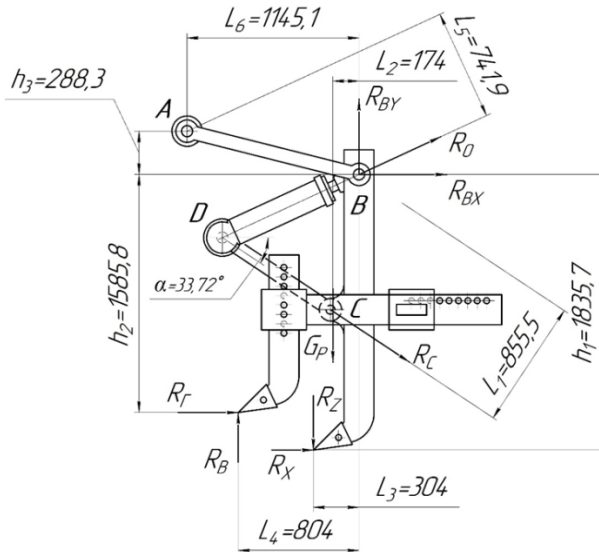


Рис. 5.7. Расчетная схема для определения усилия на штоке гидроцилиндра

Усилие R_0 определим, составив уравнение суммы моментов действующих усилий относительно точки A :

$$\sum M_F(A) = 0; R_0 L_5 - R_{BX} h_3 - R_{BY} L_6 = 0. \quad (5.21)$$

Для определения реакции R_{BX} составляем уравнение суммы проекций действующих усилий на горизонтальную ось:

$$\sum F(X) = 0; R_{BX} = R_C \cdot \cos \alpha - R_X - R_T. \quad (5.22)$$

$$R_{BX} = 230,9 \cdot \cos 33,72^\circ - 96 - 1,9 = 94,2 \text{ кН.}$$

Для определения реакции R_{BY} составляем уравнение суммы проекций действующих усилий на вертикальную ось:

$$\sum F(Y) = 0; R_{BY} = R_z - R_b + R_c \cdot \sin \alpha \quad (5.23)$$

$$R_{BY} = 65,1 - 4,62 + 230,9 \cdot \sin 33,72^\circ = 188,7 \text{ кН.}$$

Тогда

$$R_0 = \frac{R_{BX} h_3 + R_{BY} L_6}{L_5} = \frac{94,2 \cdot 288,3 + 188,7 \cdot 1145,1}{741,9} = 327,9 \text{ кН.}$$

Для определения диаметра гидроцилиндра за расчетное значение принимают большее из полученных R_c и R_o .

$$d_{ц} = \sqrt{\frac{4 \cdot 327000 \cdot 1,1}{3,14 \cdot 16 \cdot 1}} = 169,5 \text{ мм.}$$

Из каталога гидрооборудования принимаем гидроцилиндр управления рыхлительным рабочим органом ЦГ-180×630.

Расход жидкости через гидроцилиндр определим, учитывая, что рабочая полость бесштоковая, по формуле

$$Q_{ц} = \frac{\pi d_{ц}^2}{4} v_{шт} \frac{1}{\eta_o}, \quad (5.24)$$

где $v_{шт}$ – скорость хода штока, $v_{шт} = 0,2 \dots 0,3$ м/с [6];

η_o – объемный КПД гидроцилиндра, принимаем $\eta_o = 0,97 \dots 0,99$.

$$Q_{ц} = \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} \cdot 0,25 \cdot \frac{1}{0,98} = 0,0065 \text{ м}^3/\text{с} = 390 \text{ л/мин.}$$

5.5.2. Выбор насоса гидросистемы

При выборе гидронасосов для увеличения КПД гидропривода необходимо, чтобы значения основных параметров насоса: номинального давления, подачи, рабочего объема – были по возможности более близки к расчетным.

По полученному расходу жидкости для механизма подъема и опускания рабочего органа выбираем два параллельно работающих насоса НШ-250А-3 и НШ-32А-3, основные характеристики которых приведены в табл. 5.3.

Таблица 5.3. Основные характеристики насосов НШ-250А-3 и НШ-32А-3

Типоразмер	Параметры						
	Q , л/мин	p , МПа	q , см ³ /об.	n , мин ⁻¹	η_o	η	m , кг
НШ-250А-3	335,1	16	250	1920	0,94	0,83	43,6
НШ-32А-3	68,6	16	32	1920	0,94	0,83	6,4

5.5.3. Расчет и выбор трубопроводов

Для изготовления жестких трубопроводов в гидроприводах машин в основном применяются трубы по ГОСТ 8734–75 из конструкционных сталей 10 и 20. Для соединения подвижных элементов гидропривода, облегчения сборки и получения быстроразборных соединений

применяются эластичные трубопроводы (рукава). Они выбираются в зависимости от назначения и условий работы.

Рукава резиновые высокого давления ($p < 25$ МПа) со спиральными обмотками из высокопрочной проволоки, с неразъемными наколенниками, параметры и основные размеры которых установлены по ТУ 22-4169-78, ТУ 22-4272-78, ТУ 22-4584-79, предназначены для применения со специальными гидравлическими маслами (ВМГЗ, МГ-30 и их заменителями И-20А, И-30А) в интервале температур от -50 до $+100$ °С и при температуре окружающей среды от -50 до $+70$ °С.

С целью уменьшения потерь давления в трубопроводах диаметры их подбирают так, чтобы по возможности обеспечить ламинарный режим движения жидкости.

Диаметр трубопровода определим по формуле

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{ц}}}{\pi v_{\text{дж}}}}, \quad (5.25)$$

где $v_{\text{дж}}$ – средняя скорость движения жидкости, во всасывающих трубопроводах $v_{\text{дж}} = 1 \dots 1,5$ м/с, напорных – $3 \dots 5$ м/с и сливных – $2 \dots 2,25$ м/с [4].

Определим диаметр всасывающего трубопровода:

$$d_{\text{втр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 390}{3,14 \cdot 1,5}} = 18,2 \text{ мм.}$$

Принимаем по каталогу диаметр всасывающего трубопровода равным 20 мм.

Определим диаметр напорного трубопровода:

$$d_{\text{нтр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 390}{3,14 \cdot 3}} = 12,9 \text{ мм.}$$

Принимаем по каталогу диаметр напорного трубопровода равным 14 мм.

Определим диаметр сливного трубопровода:

$$d_{\text{стр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 390}{3,14 \cdot 2}} = 15,8 \text{ мм.}$$

Принимаем по каталогу диаметр сливного трубопровода равным 16 мм.

Толщину стенки трубопровода можно определить по формуле

$$\delta \geq \frac{p(d + \Delta d)}{2[\sigma_p]}, \quad (5.26)$$

где p – давление жидкости в трубопроводе (давление в гидросистеме);
 d – наружный диаметр трубопровода;
 Δd – отклонения диаметра трубы, $\Delta d = 0,2 \dots 0,4$ мм [4];
 $[\sigma_p]$ – допустимое напряжение растяжения материала трубы,
 $[\sigma_p] = 110 \dots 130$ МПа [5].

$$\delta \geq \frac{16 \cdot (20 + 0,3)}{2 \cdot 120} = 1,35 \text{ мм.}$$

Принимаем толщину стенок трубопровода $\delta = 2$ мм. Длина прямого участка рукава возле соединительной арматуры должна быть не менее двух наружных диаметров рукава. Рекомендуется применять угольники и переходники, чтобы не было изломов рукавов вблизи наконечников.

5.6. Расчет технико-экономических показателей

5.6.1. Расчет производительности

Производительность рыхлителя при рыхлении горных пород и мерзлых грунтов зависит от объема разрыхленного грунта, скорости передвижения рыхлителя при рабочем и холостом ходах, времени на развороты и опускание зуба рыхлителя, а также от применяемой схемы рыхления. Объем одновременно разрыхляемого грунта зависит от глубины рыхления, шага между зубьями и длины заезда.

Эксплуатационная производительность рыхлителя определяется по формуле

$$\Pi_{\text{экспл}} = \frac{B_p h_p L_{\text{рх}} k_n k_{\text{п}}}{\frac{L_{\text{рх}}}{v_p} + t_{\text{пов}}}, \quad (5.27)$$

где B_p – ширина рыхления;

h_p – средняя глубина рыхления, $h_p = (0,6 \dots 0,8)H = (0,6 \dots 0,8) \cdot 0,5 = 0,3 \dots 0,4$ м;

$L_{\text{рх}}$ – средняя длина рабочего хода в одну сторону, принимаем $L_{\text{рх}} = 100$ м;

$k_{и}$ – коэффициент использования рыхлителя по времени,
 $k_{и} = 0,8 \dots 0,85$;

$k_{п}$ – коэффициент перекрытия рабочего хода, $k_{п} = 0,7 \dots 0,8$ [3];

v_p – средняя скорость рабочего хода;

$t_{пов}$ – время одного поворота в конце участка с учетом выглубления зубьев, $t_{пов} = 15 \dots 20$ с.

Среднюю скорость рабочего хода определим по формуле

$$v_p = (0,6 \dots 0,7)v_{1п}, \quad (5.28)$$

где $v_{1п}$ – скорость движения базового трактора на 1-й передаче вперед, для Чetra T-11 $v_{1п} = 3,7$ км/ч.

$$v_p = (0,6 \dots 0,7) \cdot 3,7 = 2,2 \dots 2,6 \text{ км/ч} = 2200 \dots 2600 \text{ м/ч.}$$

Тогда

$$\Pi_{\text{экспл}} = \frac{2 \cdot 0,35 \cdot 100 \cdot 0,83 \cdot 0,75}{\frac{100}{2400} + \frac{20}{3600}} = 949,5 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

5.6.2. Расчет удельной энергоёмкости

Удельная энергоёмкость рассчитывается по формуле

$$\Theta = \frac{P_{\text{дв}}}{\Pi_{\text{экспл}}}. \quad (5.29)$$

$$\Theta = \frac{137}{949,5} = 0,14 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3.$$

5.6.3. Определение удельной материалоемкости

Удельная материалоемкость рассчитывается по формуле

$$M = \frac{m_a}{\Pi_{\text{экспл}}}. \quad (5.30)$$

$$M = \frac{17120}{949,5} = 18,1 \text{ кг} \cdot \text{ч}/\text{м}^3.$$

6. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ

При расчете деталей на прочность следует обратить внимание на то, что расчету подлежат только нестандартные детали, которые относятся к конструкции модернизированной машины. Используются как проверочный, так и проектный методы расчетов. Расчеты выполняются для важнейших деталей, определяющих работоспособность и основные параметры машины.

Для сокращения количества выполняемых расчетов большинство размеров определяют по аналогии с существующими изделиями, на основании обзора конструкций или исходя из конструктивных соображений. Детали, которые рассчитаны в данном разделе, должны быть, как правило, изображены на сборочных чертежах и детализовках графической части проекта. Обычно рассчитываемые детали входят в состав сборочной единицы, чертеж которой по заданию выполняется в курсовой работе.

Прочностной расчет деталей или соединений следует вести для расчетной ситуации, при которой возникают наибольшие напряжения в детали или соединении.

Перед непосредственным выполнением расчетов элементов гидросистемы или прочностных расчетов деталей или соединений необходимо описать расчетную ситуацию, затем следует составить расчетную схему и только после этого выполнять расчеты.

6.1. Расчет сварных швов, соединяющих проушину с рамой

Исходные данные: проверить на прочность сварные швы, соединяющие проушину с рамой бульдозера, при размерах проушины (рис. 6.1) $b \times l = 80 \times 100$ мм, усилие на штоке гидроцилиндра $S_{ц} = 200$ кН, угол наклона оси штока гидроцилиндра к горизонту $\alpha = 70^\circ$, материал проушины – сталь Ст 3 с пределом текучести $\sigma_T = 200$ МПа, сварка – ручная дуговая.

Определяем допускаемое напряжение растяжения для свариваемых деталей:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]}, \quad (6.1)$$

где $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, $[S] = 1,4 \dots 1,6$.

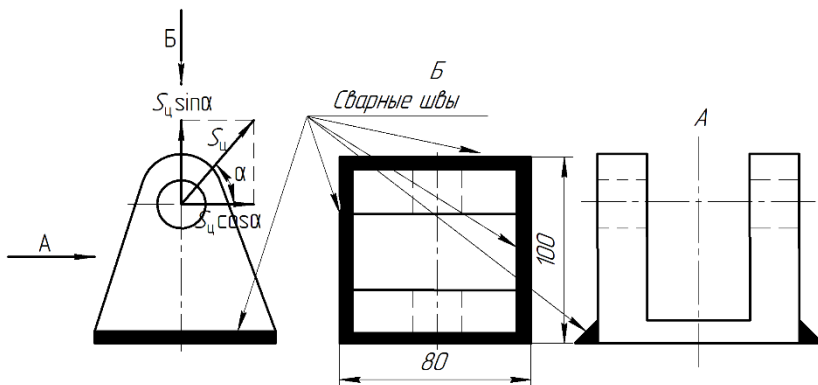


Рис. 6.1. Расчетная схема для проверки сварных швов на прочность

$$[\sigma_p] = \frac{200}{1,4} = 142,9 \text{ МПа.}$$

Определяем допускаемое напряжение растяжения для сварных швов:

$$[\sigma'_p] = 0,9[\sigma_p]. \quad (6.2)$$

$$[\sigma'_p] = 0,9 \cdot 142,9 = 128,6 \text{ МПа.}$$

Из условия прочности сварных швов на растяжение определим величину катета шва:

$$\sigma'_p = \frac{S_u \cdot \sin \alpha}{kL_{\text{сум}}} \leq [\sigma'_p], \quad (6.3)$$

где k – катет шва;

$L_{\text{сум}}$ – суммарная длина сварных швов.

Из уравнения (6.3) выражаем величину катета шва:

$$k \geq \frac{S_u \cdot \sin \alpha}{[\sigma'_p] L_{\text{сум}}} \geq \frac{200000 \cdot \sin 70^\circ}{128,6 \cdot 360} \geq 4,1 \text{ мм.}$$

Принимаем $k = 5$ мм.

Определяем допускаемое напряжение среза для сварных швов:

$$[\tau'_{\text{ср}}] = 0,6[\sigma_{\text{п}}]. \quad (6.4)$$

$$[\tau'_{\text{ср}}] = 0,6 \cdot 142,9 = 85,7 \text{ МПа.}$$

Проверяем прочность сварных швов по напряжениям среза:

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{S_{\text{ц}} \cdot \cos \alpha}{kL_{\text{сум}}} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (6.5)$$

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{200000 \cdot \cos 70^\circ}{0,7 \cdot 5 \cdot 360} = 54,3 \text{ МПа} \leq [\tau'_{\text{ср}}] = 85,7 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется, следовательно, прочность сварных швов при данной схеме нагружения обеспечивается.

6.2. Расчет пальца, соединяющего шток гидроцилиндра с проушиной

Исходные данные: определить диаметр пальца d , соединяющего шток гидроцилиндра с проушиной (рис. 6.2), усилие на штоке гидроцилиндра $S_{\text{ц}} = 150 \text{ кН}$, угол наклона оси штока гидроцилиндра к горизонту $\alpha = 60^\circ$, материал проушины – сталь Ст 5 с пределом текучести $\sigma_{\text{т}} = 200 \text{ МПа}$, расстояние $l = 90 \text{ мм}$.

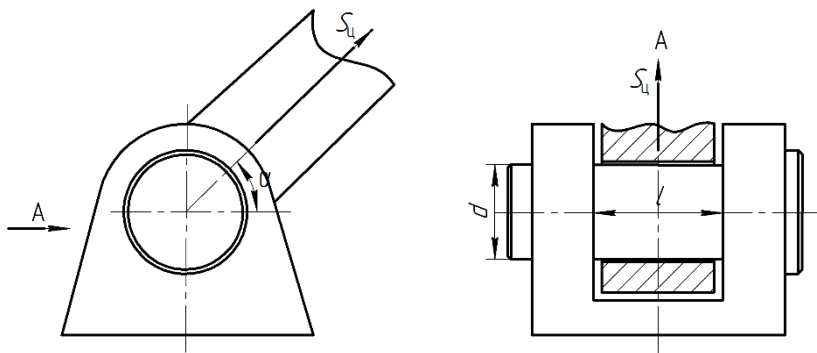


Рис. 6.2. Расчетная схема для определения диаметра пальца

Определяем диаметр пальца из условия прочности соединения на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{S_{\text{н}} \cdot \sin \alpha}{\frac{\pi d^2}{4} i} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (6.6)$$

где d – диаметр пальца;

i – число плоскостей среза, $i = 2$;

$[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемые напряжения среза.

Определяем допускаемые напряжения среза:

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,3\sigma_{\text{г}} \quad (6.7)$$

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,3 \cdot 200 = 60 \text{ МПа.}$$

Из выражения (6.6) выражаем диаметр пальца:

$$d \geq \sqrt{\frac{4S_{\text{н}} \cdot \sin \alpha}{\pi i [\tau_{\text{ср}}]}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 150000 \cdot \sin 60^\circ}{3,14 \cdot 2 \cdot 60}} \geq 37,1 \text{ мм.}$$

Определяем диаметр пальца из условия прочности соединения на изгиб:

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{M_{\text{н}}}{W_{\text{н}}} \leq [\sigma_{\text{н}}], \quad (6.8)$$

где $M_{\text{н}}$ – изгибающий момент, действующий на палец;

$W_{\text{н}}$ – момент сопротивления изгибу, для круглого сечения

$$W_{\text{н}} \approx 0,1d^3;$$

$[\sigma_{\text{н}}]$ – допускаемые напряжения изгиба.

Определяем изгибающий момент, действующий на палец:

$$M_{\text{н}} = \frac{S_{\text{н}} \cdot \sin \alpha \cdot l}{4} \quad (6.9)$$

$$M_{\text{н}} = \frac{150000 \cdot \sin 60^\circ \cdot 90}{4} = 2598076 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_n] = \frac{\sigma_T}{[S]}, \quad (6.10)$$

где $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, $[S] = 1,2 \dots 1,8$.

$$[\sigma_n] = \frac{200}{1,6} = 125 \text{ МПа.}$$

Тогда из выражения (6.8) искомый диаметр пальца можно определить следующим образом:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_n}{0,1[\sigma_n]}} \geq \sqrt[3]{\frac{2598076}{0,1 \cdot 125}} \geq 59,2 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр пальца равным 60 мм.

6.3. Расчет толщины дна ковша экскаватора

Исходные данные: определить толщину δ дна ковша экскаватора (рис. 6.3) при длине ковша $l_k = 1$ м, ширине ковша $b_k = 0,9$ м, сила тяжести грунта $G_{gp} = 12000$ Н, материал изготовления ковша – сталь 45 с пределом текучести $\sigma_T = 340$ МПа.

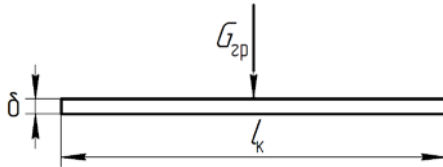


Рис. 6.3. Расчетная схема для определения толщины дна ковша

Определяем толщину дна ковша из условия прочности на изгиб:

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W_n} \leq [\sigma_n], \quad (6.11)$$

где M_n – изгибающий момент, действующий на днище ковша;

W_n – момент сопротивления изгибу;

$[\sigma_n]$ – допускаемые напряжения изгиба.

Определяем изгибающий момент, действующий на днище ковша:

$$M_{\text{и}} = \frac{G_{\text{гр}} \cdot l}{4}. \quad (6.12)$$

$$M_{\text{и}} = \frac{12000 \cdot 1}{4} = 3000 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем момент сопротивления изгибу прямоугольного сечения:

$$W_{\text{и}} = \frac{\delta^2 l_{\text{к}}}{6}. \quad (6.13)$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{[S]}, \quad (6.14)$$

где $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, $[S] = 1,2 \dots 1,8$.

$$[\sigma_{\text{и}}] = \frac{340}{1,6} = 212,5 \text{ МПа}.$$

Тогда из выражения (6.11) искомую толщину днища можно определить следующим образом:

$$\delta \geq \sqrt{\frac{6M_{\text{и}} \cdot 10^3}{l_{\text{к}} [\sigma_{\text{и}}]}}. \quad (6.15)$$

$$\delta \geq \sqrt{\frac{6 \cdot 3000 \cdot 10^3}{1000 \cdot 212,5}} \geq 9,2 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину днища ковша равной 10 мм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Белецкий, Б. Ф. Строительные машины и оборудование : справ. пособие / Б. Ф. Белецкий. – Ростов-на-Дону : Феникс, 2002. – 592 с.
2. Бульдозеры и рыхлители / Б. З. Захарчук [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1987. – 240 с.
3. Васильев, А. А. Дорожные машины / А. А. Васильев. – Изд. 3-е. – Москва : Машиностроение, 1987. – 416 с.
4. Вавилов, А. В. Проектирование строительных и дорожных машин : учеб.-метод. пособие / А. В. Вавилов, А. А. Котлобай, А. Я. Котлобай. – Минск : БНТУ, 2013. – 392 с.
5. Довгяло, В. А. Машины для земляных работ. Практикум : учеб. пособие / В. А. Довгяло, А. М. Щемелев, Ю. А. Шезбухов ; М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2016. – 391 с.
6. Довгяло, В. А. Дорожно-строительные машины. В 2 ч. Ч 1. Машины для земляных работ : учеб. пособие / В. А. Довгяло, Д. И. Бочкарев. – Гомель : БелГУТ, 2010. – 250 с.
7. Дорожные машины. В 2 ч. Ч. I. Машины для земляных работ / Т. В. Алексеева [и др.]. – Изд. 3-е. – Москва : Машиностроение, 1972. – 504 с.
8. Дроздов, Н. Е. Строительные машины и оборудование / Н. Е. Дроздов, Л. А. Фейгин, В. С. Заленский. – Изд. 3-е. – Москва : Стройиздат, 1988. – 191 с.
9. Карташевич, А. Н. Землеройно-транспортные машины / А. Н. Карташевич, Е. И. Мажугин. – Минск : Ураджай, 2000. – 72 с.
10. Крикун, В. Я. Расчет основных параметров гидравлических одноковшовых экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата : учеб. пособие / В. Я. Крикун, В. Г. Манасян. – Москва : АСВ, 2001. – 104 с.
11. Максименко, А. Н. Эксплуатация строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2015. – 400 с.
12. Машины для земляных работ / Н. Г. Гаркави [и др.]. – Москва : Высш. шк., 1982. – 335 с.
13. Шестоपालов, К. К. Машины для земляных работ : учеб. пособие / К. К. Шестоपालов. – Москва : МАДИ, 2011. – 145 с.
14. Щемелев, А. М. Бульдозеры: конструкция, расчет, производство работ : учеб. пособие / А. М. Щемелев. – Могилев : БРУ, 2000. – 129 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Образец оформления титульного листа

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ОРДЕНОВ ОКТЯБРЬСКОЙ
РЕВОЛЮЦИИ И ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Кафедра тракторов, автомобилей и машин
для природообустройства

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ БУЛЬДОЗЕРА

Курсовая работа по учебной дисциплине
«Машины для земляных работ»

КРМЗР 043704509-21ПЗ

Выполнил: **Франузо О. Н.** студент 3-го к. 5-й гр.
ФМСХ, специальность 1-74 06 04 ТОМиВХР

Руководитель: **Рубец С. Г.**, доцент, к. т. н.

Горки 2021

Рекомендуемое содержание основной части курсовой работы

**Проектирование сменного рабочего оборудования
одноковшового экскаватора**

1. Введение.
2. Анализ конструкций рабочего оборудования.
3. Описание принятой конструкции рабочего оборудования.
4. Расчет и обоснование конструктивных и технологических параметров рабочего оборудования.
5. Расчет усилий, возникающих при копании грунта.
 - 5.1. Определение усилий в гидроцилиндрах. Выбор их по ГОСТу.
 - 5.2. Определение необходимой производительности насосов и их выбор.
6. Расчет деталей на прочность.
7. Статический расчет.
 - 7.1. Определение массы противовеса.
 - 7.2. Расчет экскаватора на устойчивость.
8. Расчет технико-экономических показателей.
 - 8.1. Определение производительности.
 - 8.2. Определение удельной энергоемкости.
 - 8.3. Определение удельной материалоемкости.
9. Техническое обслуживание.
10. Охрана труда при эксплуатации экскаватора.
11. Заключение.
12. Список использованных источников.

Рекомендуемое содержание основной части курсовой работы

Проектирование рабочего оборудования бульдозера

1. Введение.
2. Обзор и анализ конструкций рабочего оборудования.
3. Описание принятой конструкции рабочего оборудования.
4. Выбор и обоснование основных параметров рабочего оборудования.
5. Тяговый расчет.
 - 5.1. Определение сопротивления копанию грунта.
 - 5.2. Определение сопротивления перемещению бульдозера.
 - 5.3. Определение сопротивления перемещению призмы волочения.
 - 5.4. Определение сопротивления перемещению грунта вверх по отвалу.
 - 5.5. Определение сопротивления перемещению грунта в сторону.
 - 5.6. Определение общего сопротивления. Проверка работоспособности бульдозера.
6. Расчет усилий, возникающих при работе бульдозера.
 - 6.1. Общая схема сил, действующих на бульдозер. Выбор расчетных положений.
 - 6.2. Определение реакций в упряжном шарнире.
 - 6.3. Определение усилия в гидроцилиндре для подъема отвала.
 - 6.4. Определение максимального усилия подъема отвала. Выбор гидроцилиндра.
7. Выбор гидравлического оборудования (насоса, распределителя и др.).
8. Расчет деталей на прочность.
9. Расчет технико-экономических показателей.
 - 9.1. Определение производительности.
 - 9.2. Определение удельной энергоемкости.
 - 9.3. Определение удельной материалоемкости.
10. Техническое обслуживание.
11. Охрана труда при эксплуатации бульдозера.
12. Заключение.
13. Список использованных источников.

Рекомендуемое содержание основной части курсовой работы

Проектирование рабочего оборудования одноковшового фронтального погрузчика

1. Введение.
2. Обзор существующих конструкций рабочего оборудования.
3. Описание принятой конструкции рабочего оборудования.
4. Расчет параметров.
 - 4.1. Обоснование параметров базовой машины.
 - 4.2. Определение общих параметров погрузчика.
 - 4.3. Расчет параметров модернизированного рабочего оборудования, построение профиля основного ковша.
 - 4.4. Выбор размеров погрузочного оборудования.
5. Расчет гидропривода погрузочного оборудования.
 - 5.1. Выбор и обоснование элементов гидравлической системы.
 - 5.2. Определение выглубляющего и подъемного усилий.
 - 5.3. Определение усилий на штоках гидроцилиндров ковша, стрелы. Выбор гидроцилиндров.
 - 5.4. Выбор гидрораспределителя бака, насосов.
 - 5.5. Расчет мощности двигателя. Выбор двигателя.
6. Расчет деталей на прочность.
7. Расчет устойчивости погрузчика.
8. Расчет технико-экономических показателей.
 - 8.1. Расчет эксплуатационной производительности.
 - 8.2. Расчет удельной материалоемкости.
 - 8.3. Расчет удельной энергоемкости.
9. Техническое обслуживание.
10. Охрана труда при эксплуатации погрузчика.
11. Заключение.
12. Список использованных источников.

Рекомендуемое содержание основной части курсовой работы

Проектирование навесного оборудования для рыхления грунта

1. Введение.
2. Обзор существующих конструкций рабочего оборудования.
3. Описание принятой конструкции рабочего оборудования.
4. Выбор и обоснование основных параметров рабочего оборудования.
5. Тяговый расчет.
6. Расчет сил, действующих на рабочее оборудование.
7. Расчет элементов гидросистемы (насос, гидроцилиндр и др.).
8. Расчет деталей на прочность.
9. Расчет технико-экономических показателей.
 - 9.1. Определение производительности.
 - 9.2. Определение удельной энергоемкости.
 - 9.3. Определение удельной материалоемкости.
10. Техническое обслуживание.
11. Охрана труда при эксплуатации рыхлителя.
12. Заключение.
13. Список использованных источников.

Перечень ГОСТов для выбора параметров машин

1. ГОСТ 30067–93 Экскаваторы одноковшовые универсальные полноповоротные.
2. ГОСТ 27721–88 (ИСО 7131–84). Машины землеройные. Погрузчики. Термины, определения и техническая характеристика.
3. ГОСТ Р 31555–2012 Погрузчики строительные фронтальные одноковшовые. Общие технические условия.
4. ГОСТ 29194–91 (ИСО 6747–88). Машины землеройные. Тракторы.
5. ГОСТ 29295–92 (ИСО 6747–88). Машины землеройные. Бульдозерные отвалы к гусеничным и колесным тракторам. Расчет объема призмы волочения.
6. ГОСТ 27536–87 (ИСО 7133–85). Машины землеройные. Самоходные скреперы. Термины, определения и техническая характеристика для коммерческой документации.
7. ГОСТ 19218–73 Рыхлители. Термины, определения и буквенные обозначения.

**Значения коэффициента пропорциональности для выбора
основных параметров рабочего оборудования гидравлических экскаваторов**

Наименование параметров	Параметры по малой группе мощности			
Общие данные				
Масса экскаватора m , т	2...5	6...15	20...40	45...50
Вместимость ковша обратной лопаты q , м ³	0,02...0,20	0,3...0,6	0,4...1,8	0,8...2,5
То же погрузочной лопаты q , м ³	0,03...0,30	0,4...0,8	0,8...3,5	1,6...4,5
Мощность привода N , кВт	10...30	35...65	80...170	190...220
Габариты, м		Значения K_i		
Длина стрелы обратной лопаты l_c	2,47...2,50	1,6...1,8	1,9...2,0	1,90...1,95
То же, погрузчика l_c	1,33...1,35	0,8...0,9	1,0...1,1	0,85...0,90
Длина рукояти погрузчика l_p	1,65...1,71	0,8...0,9	1,0...1,1	0,85...1,00
Длина рукояти обратной лопаты l_p	1,33...1,35	0,70...1,22	0,9...1,0	1,0...1,1
Длина наголовника грейфера l_n	1,35...1,37	0,75...1,25	0,95...1,10	1,05...1,15
Длина гусеницы l_r	1,49...1,50	1,33...1,49	1,4...1,5	1,35...1,4
Высота пяти стрелы	0,15...0,5	0,65...0,80	0,60...0,85	0,65...0,80
Радиус пяти стрелы	0,10...0,35	0,20...0,30	0,20...0,35	0,20...0,35
Ширина хода B	0,95...1,1	1,15...1,25	1,1...1,2	1,05...1,10
Ширина звена b_r	0,25...0,30	0,21...0,36	0,15...0,25	0,16...0,25
Высота гусеницы h_r	0,33...0,35	0,30...0,35	0,29...0,30	0,29...0,30
Радиус платформы r	0,91...0,94	0,95...0,98	0,97...0,98	0,97...0,98
Высота кабины от земли h_k	1,64...1,70	1,45...1,50	1,0...1,2	0,95...1,00
Высота капота от земли h_k	0,85...0,90	0,9...1,0	0,80...0,85	0,75...0,80
Рабочие размеры обратной лопаты, м				
Высота копания H_k	2,95...3,00	2,95...3,40	2,7...3,0	2,6...2,9
Радиус копания R_k	3,9...4,0	3,1...3,5	3,0...3,3	2,9...3,0
Высота выгрузки H_b	1,85...1,90	2,2...2,5	1,9...2,3	1,8...2,0
Радиус выгрузки R_b	3,4...3,5	3,5...3,6	2,7...3,0	2,3...2,4
Глубина копания H_r	2,1...2,2	2,08...2,20	1,8...2,1	1,70...1,85
Рабочие размеры погрузочной лопаты, м				
Высота копания H_k	2,1...2,3	2,6...2,8	2,4...2,6	2,4...2,6
Радиус копания R_k	2,2...2,4	3,0...3,5	2,3...2,4	2,3...2,5
Высота выгрузки H_b	1,7...1,9	2,0...2,2	1,8...2,0	1,8...2,0
Радиус выгрузки R_b	2,0...2,1	2,0...2,1	1,00...1,15	1,0...1,3
Глубина копания H_r	1,9...2,0	0,7...0,9	0,7...0,9	0,75...0,90

Приложение 8

Рекомендуемые значения для выбора высоты отвала бульдозеров

Номинальное тяговое усилие бульдозеров, кН	Поворотный отвал	Неповоротный отвал
	Высота отвала, мм	
2,5	400	300...400
7,5	400...500	400...500
18	600...700	500...600
36	800...900	700...800
60	900...1000	800...900
120	1100...1300	1000...1200
180	1200...1400	1100...1300
300	1400...1600	1200...1400
600	1800...1900	1600...1700

Приложение 9

Рекомендуемые значения для выбора основных параметров отвалов бульдозеров

Параметр	Поворотный отвал	Неповоротный отвал
Угол резания	55°	50...55°
Угол наклона отвала	75°	75°
Угол опрокидывания	70...75°	65...75°
Угол установки козырька	90...100°	90...100°
Задний угол	30...35°	30...35°
Радиус линейной части	$R \approx H$	$R = (0,8...0,9)H$

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	5
1.1. Введение.....	5
1.2. Обзор существующих конструкций.....	5
1.3. Выбор и описание конструкции проектируемой машины.....	6
1.4. Расчетная часть.....	7
1.5. Техническое обслуживание.....	7
1.6. Охрана труда при эксплуатации машины.....	7
1.7. Расчет технико-экономических показателей.....	7
1.8. Заключение.....	7
2. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ОДНОКОВШОВОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА.....	8
2.1. Общие сведения об одноковшовых экскаваторах.....	8
2.2. Определение параметров поворотной платформы и ходового оборудования.....	10
2.3. Определение параметров рабочего оборудования.....	13
2.4. Расчет и выбор гидроцилиндра поворота ковша.....	14
2.5. Расчет и выбор гидроцилиндра поворота рукояти.....	17
2.6. Расчет и выбор гидроцилиндра подъема-опускания стрелы.....	18
2.7. Определение потребной производительности насоса гидравлической системы и его выбор.....	19
2.8. Расчет мощности силовой установки.....	20
2.9. Расчет мощности на перемещение экскаватора и подбор гидромоторов хода.....	21
2.10. Подбор редуктора механизма привода хода.....	22
2.11. Подбор гидромотора привода механизма поворота платформы.....	23
2.12. Подбор редуктора механизма поворота платформы.....	25
2.13. Статический расчет экскаватора.....	26
2.13.1. Определение веса противовеса экскаватора.....	26
2.13.2. Расчет экскаватора на устойчивость.....	28
2.14. Расчет технико-экономических показателей.....	30
2.14.1. Определение производительности.....	30
2.14.2. Определение удельной энергоемкости.....	31
2.14.3. Определение удельной материалоемкости.....	31
3. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ БУЛЬДОЗЕРА.....	32
3.1. Общие сведения о бульдозерах.....	32
3.2. Определение параметров базовой машины и рабочего оборудования.....	35
3.3. Тяговый расчет.....	38
3.3.1. Определение сопротивления копанью грунта.....	38
3.3.2. Определение сопротивления перемещению призмы волочения.....	39
3.3.3. Определение сопротивления от перемещения грунта вверх по отвалу..	39
3.3.4. Определение сопротивления перемещению бульдозера.....	39
3.3.5. Определение сопротивления от перемещения грунта вдоль отвала.....	40
3.3.6. Определение общего сопротивления. Проверка работоспособности бульдозера.....	40
3.4. Расчет усилий при разработке грунта модернизированным бульдозером....	41

3.4.1. Общая схема сил, действующих на бульдозер. Выбор расчетных положений.....	41
3.4.2. Определение действующих усилий.....	42
3.4.3. Выбор гидроцилиндров подъема-опускания отвала.....	44
3.5. Расчет технико-экономических показателей.....	46
3.5.1. Определение производительности.....	46
3.5.2. Определение удельной энергоемкости.....	48
3.5.3. Определение удельной материалоемкости.....	48
4. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ОДНОКОВШОВОГО ПОГРУЗЧИКА.....	49
4.1. Общие сведения об одноковшовых погрузчиках.....	49
4.2. Определение параметров погрузчика.....	52
4.3. Расчет параметров рабочего оборудования.....	56
4.4. Выбор размеров погрузочного оборудования.....	58
4.5. Расчет гидропривода рабочего оборудования.....	60
4.5.1. Определение выглубляющего и напорного усилия.....	60
4.5.2. Определение усилия на штоках гидроцилиндров ковша и стрелы. Выбор гидроцилиндров.....	61
4.5.3. Расчет трубопроводов, выбор гидрораспределителя, бака, насоса.....	63
4.6. Расчет устойчивости погрузчика.....	65
4.7. Расчет технико-экономических показателей.....	65
4.7.1. Расчет производительности погрузчика.....	65
4.7.2. Расчет удельной энергоемкости.....	67
4.7.3. Определение удельной материалоемкости.....	67
5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЫХЛИТЕЛЯ.....	68
5.1. Общие сведения о рыхлителях.....	68
5.2. Расчет параметров рабочего органа.....	72
5.3. Расчет усилий, действующих на рабочий орган.....	75
5.4. Тяговый расчет.....	78
5.5. Расчет элементов гидросистемы.....	79
5.5.1. Расчет гидроцилиндров подъема рабочего оборудования.....	79
5.5.2. Выбор насоса гидросистемы.....	81
5.5.3. Расчет и выбор трубопроводов.....	81
5.6. Расчет технико-экономических показателей.....	83
5.6.1. Расчет производительности.....	83
5.6.2. Расчет удельной энергоемкости.....	84
5.6.3. Определение удельной материалоемкости.....	84
6. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ.....	85
6.1. Расчет сварных швов, соединяющих проушину с рамой.....	85
6.2. Расчет пальца, соединяющего шток гидроцилиндра с проушиной.....	87
6.3. Расчет толщины днища ковша экскаватора.....	89
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	91
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	92

Учебное издание

Рубец Сергей Григорьевич
Мажугин Евгений Иванович

МАШИНЫ ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

Учебно-методическое пособие

Редактор *Н. А. Матасёва*
Технический редактор *Н. Л. Якубовская*
Корректор *Н. П. Лаходанова*

Подписано в печать 21.05.2021. Формат 60 × 84 ¹/₁₆. Бумага офсетная.
Ризография. Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 6,04. Уч.-изд. л. 5,38.
Тираж 40 экз. Заказ .

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Свидетельство о ГРИИРПИ № 1/52 от 09.10.2013.
Ул. Мичурина, 13, 213407, г. Горки.

Отпечатано в УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Ул. Мичурина, 5, 213407, г. Горки.