

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-
дорожный университет (СибАДИ)»

На правах рукописи



Кузнецов Илья Сергеевич

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО
ФРЕЗЕРНОГО РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭКСКАВАТОРА**

Специальность 2.5.11 – Наземные транспортно-технологические
средства и комплексы

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Савельев Сергей Валерьевич

Омск - 2023

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА.....	12
1.1. Обзор и анализ технологий и оборудования для выполнения земляных работ при ремонте подземных трубопроводов	12
1.2. Анализ существующих исследований разработки грунтов...	19
1.3. Общая структура работы.....	35
Выводы по главе.....	37
2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С ГРУНТОМ РАБОЧЕГО ОРГАНА ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО ФРЕЗЕРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭКСКАВАТОРА.....	38
2.1. Исследование процесса взаимодействия передних резцов с разрабатываемым грунтом.....	41
2.1.1. Определение силы сопротивления внедрению наконечников передних резцов в разрабатываемый грунт.....	41
2.1.2. Определение силы сопротивления резанию грунта наконечниками передних резцов.....	47
2.1.3. Определение силы сопротивления при взаимодействии конической поверхности передних резцов с грунтом.....	54
2.1.4. Определение силы сопротивления при взаимодействии цилиндрической поверхности передних резцов с грунтом.....	59
2.1.5. Определение крутящего момента силы сопротивления, действующего на передние резцы.....	61
2.2. Исследование процесса взаимодействия задних резцов с разрабатываемым грунтом.....	63
2.2.1. Определение момента силы сопротивления при взаимодействии конической поверхности задних резцов с грунтом.....	64
2.2.2. Определение момента силы сопротивления при взаимодействии цилиндрической поверхности задних резцов с грунтом.....	67
2.2.3. Определение момента силы сопротивления, действующего на задние резцы.....	69
2.3. Исследование процесса взаимодействия шнека с разрабатываемым грунтом.....	70
Выводы по главе.....	73
3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА	

РАЗРАБОТКИ ГРУНТА РАБОЧИМ ОРГАНОМ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО ФРЕЗЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА.....	74
3.1. План проведения экспериментальных исследований.....	74
3.2. Цель и задачи экспериментальных исследований.....	74
3.3. Определение свойств грунта.....	75
3.4. Условия и порядок проведения исследований разработки грунта шнеком.....	87
3.5. Условия и порядок проведения исследований разработки грунта резцом.....	92
3.6. Обработка результатов эксперимента по исследованию удаления грунта шнеком.....	97
3.7. Обработка результатов эксперимента по исследованию разработки грунта резцом.....	98
3.8. Оценка адекватности разработанной математической модели	105
3.9. Расчет суммарного крутящего момента на рабочем органе исходя из экспериментальных значений.....	106
Выводы по главе.....	108
4. РЕКОМЕНДАЦИИ К ПРАКТИЧЕСКОМУ ПРИМЕНЕНИЮ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО ФРЕЗЕРНОГО РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭКСКАВАТОРА.....	109
4.1 Методика расчета основных параметров и режимов работы рабочего органа.....	109
4.2 Определение крутящего момента, мощности и производительности рабочего органа.....	111
4.3 Определение величины удельной энергоемкости процесса разработки грунта.....	119
4.4 Выбор параметров телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора.....	121
4.5 Определение толкающей силы гидроцилиндра, необходимой для внедрения резцов в грунт.....	123
4.6 Расчет экономической эффективности использования телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора.....	126
Выводы по главе.....	129
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	131
СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	134
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	137
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	152

Введение

Актуальность темы исследования. Система трубопроводов на территории Российской Федерации имеет протяженность сотни тысяч километров. При этом подавляющее большинство трубопроводов прокладывается подземным способом. Энергоносители и другие ресурсы могут доставляться при помощи существующей трубопроводной сети, что особенно актуально для отдаленных и труднодоступных районов.

Как показывает опыт эксплуатации, при увеличении срока службы подземных трубопроводов свыше 15 - 20 лет резко возрастает интенсивность потока отказов и возникновения аварийных ситуаций. Согласно «Стратегии пространственного развития Российской Федерации на период до 2025 года», необходимо обеспечить доступность и качество магистральной транспортной инфраструктуры. Создание высокоэффективных средств механизации технологических процессов ремонта подземного трубопровода позволит решить данную задачу.

Основной машиной, применяемой при ремонте подземного трубопровода, является гидравлический экскаватор, который обеспечивает до 50% выполнения земляных работ. Порядок проведения ремонтных работ предусматривает выполнение трудоемких и дорогостоящих операций, к числу которых относится разработка грунта вокруг трубопровода. Использование шанцевого инструмента и ручных молотов или гидромолотов, установленных на экскаваторе, приводит к значительному увеличению трудоемкости и себестоимости земляных работ, является небезопасным для их выполнения и приводит к снижению производительности передвижных механизированных колонн.

В связи с этим, актуальной и своевременной является научная задача, направленная на создание сменного рабочего оборудования экскаватора, позволяющего обеспечить полную механизацию работ по разработке и выносу грунта из-под подземного трубопровода, повышение эффективности

и безопасности выполнения технологических операций при проведении земляных работ.

Степень разработанности темы исследования. Среди ученых, внесших существенный вклад в решение научных задач и проблем по разработке грунтов и совершенствованию землеройных и землеройно-транспортных машин стоит отметить Артемьева К.А., Баловнева В.И., Белокрылова В.Г., Ветрова Ю.А., Горячкина В.П., Демиденко А.И., Домбровского Н.Г., Завьялова А.М., Зеленина А.Н., Иофика В.З., Катанова Б.А., Керова И.П., Крикуна В.Я., Недорезова И.А., Фёдорова Д.И. и других [5, 6, 8, 14, 22, 26, 31, 33, 36 – 38, 42, 47, 97].

Объектом исследования является рабочий процесс телескопического фрезерного рабочего оборудования гидравлического экскаватора.

Предметом исследования являются закономерности процесса взаимодействия телескопического фрезерного рабочего оборудования гидравлического экскаватора с разрабатываемым грунтом.

Цель работы: повышение эффективности разработки грунта под подземным трубопроводом экскаватором с телескопическим фрезерным рабочим оборудованием.

Для достижения поставленной цели были сформулированы следующие **задачи исследования:**

1. Провести обзор и анализ существующих конструкций оборудования для разработки грунта под подземным трубопроводом и предложить конструкцию данного оборудования для использования на базе гидравлического экскаватора.

2. Разработать математическую модель процесса взаимодействия рабочего органа телескопического фрезерного рабочего оборудования с грунтом.

3. Выявить зависимости, устанавливающие взаимосвязь между конструктивными и режимными параметрами телескопического фрезерного рабочего оборудования с учетом физико-механических свойств грунта.

4. Подтвердить адекватность теоретических результатов путем проведения экспериментальных исследований.

5. Разработать методику определения конструктивных и режимных параметров и практические рекомендации по созданию и проектированию телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора.

Научная новизна диссертационной работы:

1. Разработана математическая модель процесса взаимодействия рабочего органа с грунтом, отличающаяся тем, что учитывает конструктивные и режимные параметры рабочего оборудования гидравлического экскаватора и напряженно-деформированное состояние разрабатываемого грунта.

2. Выявлены функциональные зависимости влияния скорости и угла резания грунта режущими рабочими органами на силу сопротивления разработки грунта, позволяющие определить требуемые мощность и крутящий момент привода телескопического фрезерного рабочего оборудования и его производительность.

3. Установлена зависимость условной относительной деформации грунта от скорости его разработки и поправочного коэффициента, зависящего от геометрии режущего элемента и угла резания, позволяющая оценить влияние данных параметров на крутящий момент гидромотора привода фрезерной головки.

4. Разработана методика определения параметров телескопического фрезерного рабочего оборудования, обеспечивающая минимизацию удельной энергоемкости процесса разработки грунта.

Теоретическая значимость работы заключается в теоретическом исследовании взаимодействия предлагаемого телескопического фрезерного рабочего оборудования с грунтом, отличающегося тем, что одновременно учитываются параметры вращательного и поступательного движения рабочего органа, геометрия и расположение режущих элементов, физико-механические свойства разрабатываемого грунта; установлении

зависимостей крутящего момента и мощности телескопического фрезерного рабочего оборудования от его конструктивных и режимных параметров; в предлагаемой методике определения параметров рабочего оборудования, учитывающей влияние геометрических параметров и угловой скорости вращения фрезерной головки на удельную энергоемкость процесса разработки грунта.

Практическая значимость результатов работы.

1. Предложена новая конструкция телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора, позволяющего повысить эффективность разработки грунта под подземным трубопроводом (патенты РФ № 182718, № 193676, № 2760113).

2. Создано программное обеспечение для расчета параметров телескопического фрезерного рабочего оборудования и номограмма определения характеристик его привода.

3. Разработаны практические рекомендации по созданию и проектированию телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора с учетом критерия минимизации удельной энергоемкости процесса разработки грунта.

Методология и методы исследований. Использован комплексный метод, включающий проведение теоретических и экспериментальных исследований. Основой являются базовые положения теории взаимодействия рабочих органов землеройных машин с разрабатываемыми грунтами, теории разрушения грунтов, теории механики грунтов, системного анализа, математического моделирования, методики планирования и оценки результатов эксперимента.

Для проведения исследований по решению поставленных задач использовано программное обеспечение MATLAB, КОМПАС-3D (с приложением APM FEM).

Положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель работы телескопического фрезерного рабочего оборудования одноковшового экскаватора, учитывающая напряженно-деформированное состояние грунта, конструктивные и режимные параметры рабочего оборудования.

2. Функциональные зависимости сил сопротивления, моментов сил сопротивления разработки грунта конструктивными элементами рабочего органа, мощности телескопического фрезерного рабочего оборудования от угловой скорости вращения фрезерной головки, схемы и радиусов расстановки резцов на фрезерной головке, физико-механических свойств разрабатываемого грунта, а также геометрии резца.

3. Результаты экспериментальных исследований процесса взаимодействия рабочего органа телескопического фрезерного рабочего оборудования с разрабатываемым грунтом.

4. Методика определения конструктивных и режимных параметров телескопического фрезерного рабочего оборудования гидравлического экскаватора и номограмма определения характеристик привода рабочего органа.

Личный вклад автора заключается в сборе и анализе теоретической информации о видах современного оборудования для разработки грунта под подземным трубопроводом; в создании математической модели взаимодействия телескопического фрезерного рабочего оборудования с грунтом; создании экспериментального стенда для исследования телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора; проведении экспериментальных исследований для подтверждения адекватности теоретических положений; обосновании эффективности применения телескопического фрезерного рабочего оборудования на базе одноковшового гидравлического экскаватора.

Соответствие паспорту научной специальности

Диссертация соответствует специальности 2.5.11 – «Наземные транспортно-технологические средства и комплексы» (пункт 5: математическое моделирование рабочих процессов транспортно-технологических средств, в том числе в их узлах, механизмах, системах и технологическом оборудовании при взаимодействии с опорной поверхностью и с рабочими средами (объектами); пункт 7: технологические процессы взаимодействия с рабочей средой (объектами) механизированного (автоматизированного и/или роботизированного) навесного, прицепного и другого технологического оборудования наземных транспортно-технологических средств и их комплексов).

Степень достоверности научных положений обеспечивается корректностью необходимых допущений, подтверждением достоверности математической модели, использованием общепринятых методов математического моделирования и экспериментальных исследований.

Апробация результатов работы

Основные научные положения и результаты теоретических и экспериментальных исследований докладывались, обсуждались и получили положительную оценку на международной научно-технической конференции молодежи «Транснефть» (г. Омск, 2018), международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых (г. Омск, 2018), национальной научно-практической конференции «Образование. Транспорт. Инновации. Строительство» (г. Омск, 2018), международной научно-практической конференции «Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации» (г. Омск, 2018), международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Фундаментальные и прикладные исследования молодых ученых» (г. Омск, 2019), национальной научно-практической конференции «Образование. Транспорт. Инновации. Строительство» (г. Омск, 2019), международной научно-технической

конференции молодежи «Транснефть» (г. Омск, 2019), международной научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ (г. Москва, 2020), международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Фундаментальные и прикладные исследования молодых ученых» (г. Омск, 2020), национальной научно-практической конференции «Образование. Транспорт. Инновации. Строительство» (г. Омск, 2020), международная научно-практическая конференция, посвященная 90-летию ФГБОУ ВО «СибАДИ» (г. Омск, 2020), 79-й международной научно-технической конференция «Актуальные проблемы современной науки, техники и образования» (г. Магнитогорск, 2021), международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Фундаментальные и прикладные исследования молодых ученых» (г. Омск, 2021), международной научно-практической конференции «Научно-технические проблемы совершенствования транспорта энергоносителей и развития систем газоснабжения, водоснабжения и водоотведения» (г. Саратов, 2021), 79-й международной научно-методической и научно-исследовательской конференция МАДИ (г. Москва, 2021), международной научно-практической конференции «Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации» (г. Омск, 2021), национальной научно-практической конференции «Образование. Транспорт. Инновации. Строительство» (г. Омск, 2022), международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Фундаментальные и прикладные исследования молодых ученых» (г. Омск, 2022), международной научно-технической конференции молодежи «Транснефть» (г. Омск, 2022), международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Фундаментальные и прикладные исследования молодых ученых» (г. Омск, 2023).

Внедрение результатов. Методика определения конструктивных и режимных параметров телескопического фрезерного рабочего оборудования

экскаватора внедрена в ООО «Спецтранс», АО «Омскавтодор» и Сибирском государственном автомобильно-дорожном университете (СибАДИ) (г. Омск) (приложение А).

Публикации. Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 28 научных работах, в том числе 5 публикаций – в ведущих рецензируемых научных журналах, рекомендованных ВАК РФ. Получены 1 патент РФ на изобретение, 2 патента РФ на полезную модель, 3 свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объём диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, основных результатов, выводов и рекомендаций, библиографического списка используемой литературы, включающего 119 наименований. Работа изложена на 168 страницах, содержит 83 рисунка и 26 таблиц.

1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА

1.1. Обзор и анализ технологий и оборудования для выполнения земляных работ при ремонте подземных трубопроводов

В комплекс техники, необходимой для строительства и ремонта подземного трубопровода, входят землеройные, землеройно-транспортные машины, машины для вскрышных работ, грузоподъемные и подъемно-транспортные машины и вспомогательные машины [19, 104]. При этом последовательность операций, выполняемых данными машинами, определяется технологией проведения работ. При проведении ремонтных работ на магистральных трубопроводах земляные работы составляют подавляющую часть от общего объема работ. Чаще всего земляные работы являются достаточно дорогостоящими и трудозатратными. В случае возникновения внештатных ситуаций или аварий данные виды работ должны проводиться незамедлительно и не зависеть от времени года и климатических условий [118]. Вскрытие трубопроводов осуществляют не только для проведения текущего ремонта (замена изоляции, устранение врезок, устранение течи и др.), но и для капитального ремонта, что подразумевает полную замену изношенных участков трубопровода новыми [4, 116]. В обоих случаях технология вскрытия трубопровода не меняется.

На рисунке 1.1 приведена технологическая схема выполнения земляных работ на подземном трубопроводе согласно [35, 75, 89]. Началом земляных работ являются работы по снятию плодородного слоя грунта и перемещению его во временный отвал бульдозером. Затем производят выемку грунта с обеих сторон от трубопровода с помощью одноковшового экскаватора. Минимальное расстояние от стенки трубопровода обозначается специальными метками и составляет не менее 0,2 метра до ковша экскаватора [10, 20, 91]. Глубина приямка траншеи должна составлять не менее 0,6 метра от нижней образующей трубопровода. Оставшийся слой

грунта удаляют вручную при помощи шанцевого инструмента или машины для разработки грунта под магистральным трубопроводом.

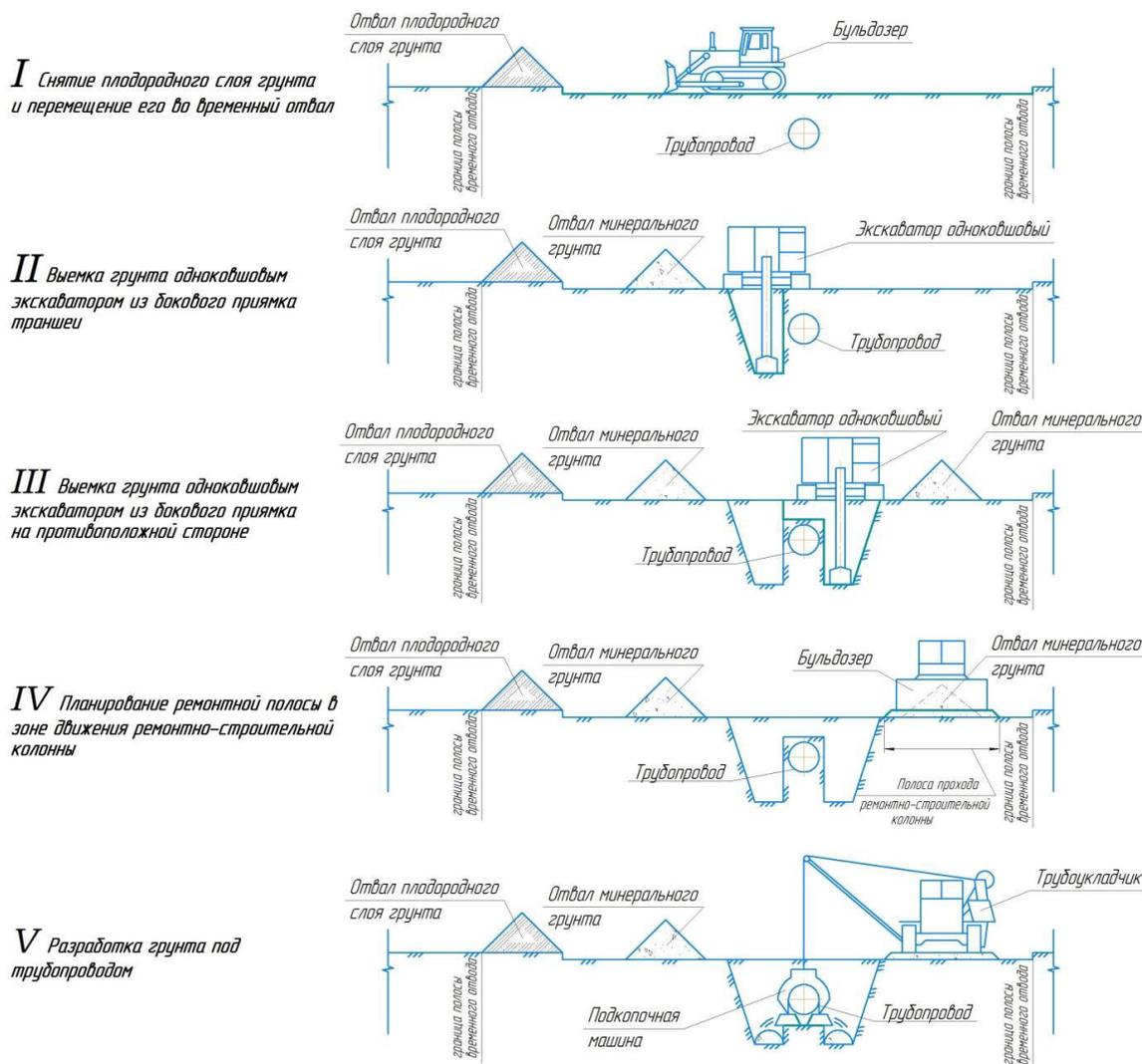


Рисунок 1.1 – Технологическая схема проведения земляных работ согласно РД 39-00147105-015-98

После удаления грунта в отвалы и планировки полосы отвода бульдозером необходимо обеспечить разработку грунта под трубопроводом. Согласно [89], для проведения ремонтных работ непосредственно с трубопроводом необходимо удалить грунт из-под него. Для удаления грунта под трубопроводом могут использоваться различные виды машин. Одной из них является роторная подкапывающая машина, которая располагается на трубопроводе при помощи крана-трубоукладчика. С ее помощью происходит

удаление грунта, расположенного под трубопроводом, в боковые приямки при помощи вращающихся барабанов с установленными на них резцами.

Существует специальная роторная машина для разработки грунта под трубопроводом МПТ-720 (рисунок 1.2, таблица 1.1), которая предназначена для удаления грунта, расположенного под трубопроводом на всем его протяжении при помощи вращающихся барабанов с установленными на них резцами [21, 24, 77, 79-82, 86]. Для движения машины вдоль оси трубопровода реализован механизм шагающего типа, который обеспечивает преодоление уклона до 20 градусов.



Рисунок 1.2 – Роторная машина для разработки грунта под трубопроводом

Таблица 1.1 – Техническая характеристика роторной машины

Наименование характеристики	Значение
Техническая производительность, м / час	80 ... 120
Ширина траншеи по дну, м	от 1
Глубина разработки грунта, м	до 0,75
Мощность, кВт	26
Частота вращения фрезы, об / мин	до 134
Длина машины, мм	3970
Ширина машины, мм	2120
Масса, т	4

Главными недостатками роторной машины для разработки грунта под трубопроводом МПТ-720 являются следующие: высокая масса машины, воздействующей непосредственно на трубопровод; прижимной привод, оказывающий существенное силовое воздействие на трубопровод, что может

привести к его деформации; проскальзывание прижимных устройств, которое снижает скорость передвижения подкапывающей машины и ее производительность; необходимость в подъемном кране или кране-трубоукладчике для установки машины на трубопровод и ее поддержания во время выполнения работы; необходимость в отдельном мощном дизельном генераторе, обеспечивающем питание машины.

Аналогом отечественной разработки – роторной подкапывающей машины МПТ-720 – является система для выемки грунта из-под трубопровода, закрепляемая вместо ковша экскаватора (рисунок 1.3) [52, 64, 85, 117]. Сходство заключается в применении двух фрезерных барабанов, вращение которых позволяет эффективно разрушать грунт, расположенный под трубопроводом.

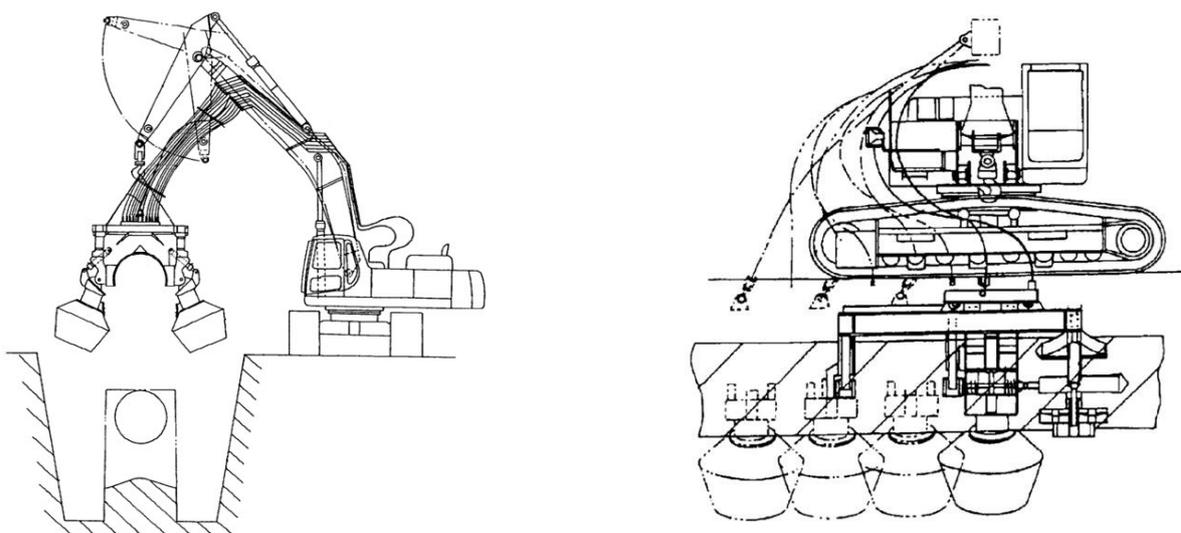


Рисунок 1.3 – Общий вид экскаватора с рабочим оборудованием

Принцип работы данного изобретения не отличается от отечественной разработки. Устройство не снабжено собственной гидравлической системой, а приводится в действие за счет источника гидравлического питания, установленного на базовой машине, в данном случае – экскаваторе. При этом управление рабочим оборудованием осуществляется дистанционно при помощи специального пульта.

Но для удаления грунта под трубопроводом можно использовать различные рабочие органы. Например, можно применять рабочее оборудование в виде цепного рабочего органа, устанавливаемого на экскаватор (рисунок 1.4) [31].

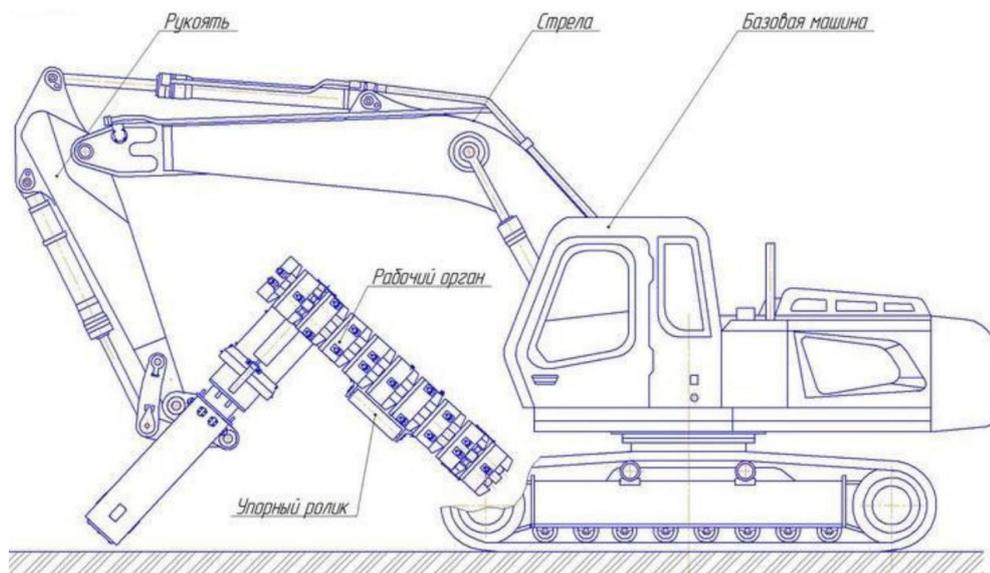


Рисунок 1.4 – Общий вид экскаватора с цепным рабочим оборудованием

Раму с цепным рабочим органом опускают в траншею, включают движение цепи рабочего органа и постепенно производят поворот рамы в сторону грунта, расположенного под трубопроводом.

Недостатками цепного экскаватора являются: снижение эффективности разработки в грунтах с высокой влажностью; недостаточная видимость для оператора процесса разработки грунта; трудоемкость технологического процесса в связи с необходимостью точного позиционирования рабочего оборудования.

Как видно, использование представленных машин и рабочего оборудования достаточно проблематично в силу указанных недостатков. Кроме того, необходимость в полном удалении грунта под трубопроводом на всем его протяжении не всегда целесообразна или необходима. Для поднятия изношенных частей трубопровода необходимо произвести разработку грунта под трубопроводом через определенные промежутки для монтажа тросов

крана-трубоукладчика. Грунт, расположенный под трубопроводом, является надежной опорой, что устраняет необходимость в постоянном поддержании участков трубопровода при помощи трубоукладчика.

В связи с этим стоит рассмотреть различные конструкторские решения, позволяющие выполнять бурение грунта. Так же следует учесть, что одной из основных машин, используемых для ремонта трубопровода, является одноковшовый гидравлический экскаватор. Поэтому следует учитывать возможность установки средств механизации на данную базовую машину [17, 23].

Известно изобретение, состоящее из буровой головки 4 и шнека 3, расположенных на одной оси 1 (рисунок 1.5) [34]. Привод устройства обеспечивается механизмом подачи и вращения 5. Буровая головка 2 продвигается вперед с заданной скоростью, а шнек удаляет грунт в приямок. Преимуществами данной конструкции являются простота устройства и возможность бурения скважин, расположенных не только вертикально, но и горизонтально. К недостаткам конструкции можно отнести необходимость установки дополнительных штанг при устройстве скважин большой длины, возможные отклонения в случае неоднородности грунта.

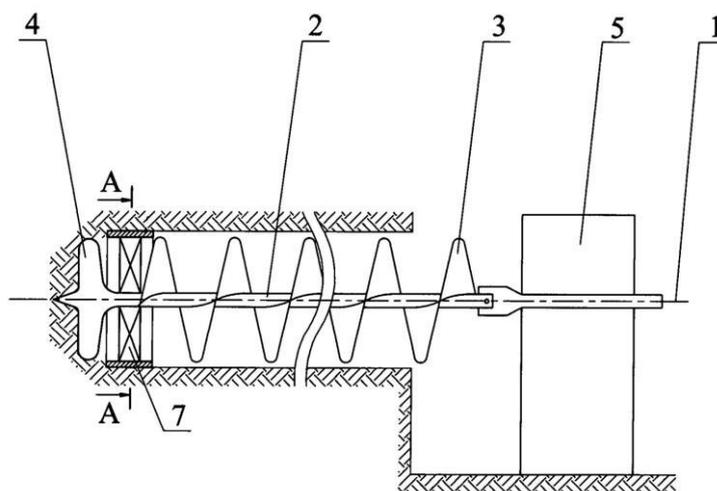


Рисунок 1.5 – Устройство для бурения скважин в грунте

Устройство буровнекового оборудования может подразумевать установку на различные базовые машины, например, на автомобильный кран.

Так известно буровой навес, представляющий собой гидравлический мотор, шарнирно закрепленный на оголовке стрелы крановой установки (рисунок 1.6) [87]. К гидравлическому мотору подключены гидравлические шланги, питаемые от базовой машины. К валу гидромотора прикреплен шнек, позволяющий выполнять бурение вертикальных скважин. Достоинствами приведённой разработки является простота конструкции и небольшая масса. К недостаткам данной разработки можно отнести сложность бурения скважин, расположенных горизонтально или под углом в связи с нежестким креплением гидравлического привода шнека.

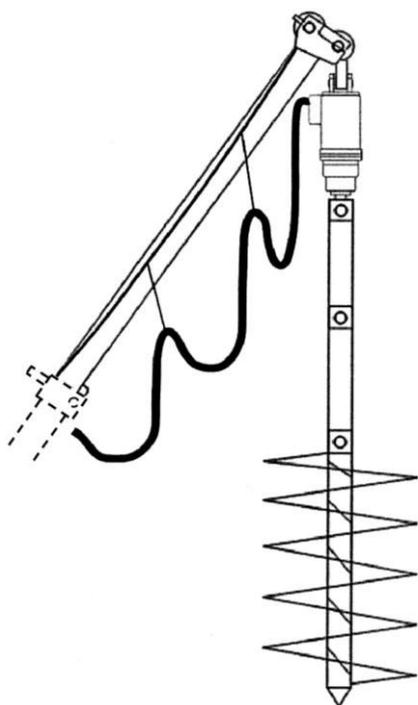


Рисунок 1.6 – Устройство оборудования для создания вертикальных скважин



Рисунок 1.7 – Устройство оборудования для создания вертикальных скважин

Одним из путей повышения эффективности выполнения работ является уменьшение количества машин, находящихся в ремонтной колонне. В связи с этим разработано большое количество различного рабочего оборудования, устанавливаемого на универсальные базовые машины. Одной из таких машин является экскаватор. Известно рабочее оборудование экскаватора, позволяющее выполнять бурение скважин небольшой глубины и профилирование грунтовых и скальных поверхностей (рисунок 1.7) [108,

111]. Данное устройство предназначено для установки на одноковшовый гидравлический экскаватор. Оно представляет собой корпус, внутри которого расположен гидромотор, который приводит во вращение фрезерную головку с расположенными на ней резами. Данная конструкция обладает следующими недостатками. Во-первых, не решена проблема удаления грунта из пробуриваемой скважины. Во-вторых, площадь рабочего органа достаточно мала, что приводит к невысокой производительности.

В связи с вышеперечисленными недостатками существующих устройств, которые в той или иной степени могут применяться при ремонте трубопровода, становится актуальной задача создания эффективного устройства для разработки грунта под трубопроводом. Такая конструкция может быть выполнена на базе одноковшового гидравлического экскаватора со сменным рабочим оборудованием. Это позволит использовать данную машину на нескольких технологических операциях: для рыхления грунта гидромолотом [89]; для выемки грунта из боковых приямков траншеи с использованием ковша; для разработки грунта под трубопроводом с помощью нового телескопического фрезерного рабочего оборудования.

1.2 Анализ существующих исследований разработки грунтов

Научной основой работ по совершенствованию процессов разработки грунтов являются труды А.П. Акимова, П.Т. Бабий, В.И. Баловнева, Г. Бернацкого, В.В. Бычкова, Н. Б. Бока, П.М. Василенко, В.И. Виноградова, В.П. Горячкина, И.М. Гринчука, А.Н. Гудкова, А.Д. Далина, Н.Г. Домбровского, В.А. Желиговского, Л.С. Зенина, В. Зоне, Ф.М. Канарева, В.В. Кацыгина, А.С. Кушнарева, А.И. Лещанкина, П.И. Макарова, О.С. Марченко, Ю.И. Матяшина, В.И. Медведева, И.А. Недорезова, Ю.Ф. Новикова, П.В. Павлова, И.М. Панова, В.А. Пенчука, В.А. Перетолчина, М.Д. Подскребко, Г.Н. Синеокова, А.И. Тимофеева, Д.И. Фёдорова В.А. Шмони́на, Е.П. Яцука и других исследователей [8, 11, 26, 28, 33, 44, 50, 87].

Большинство исследований процессов взаимодействия рабочих органов землеройных и землеройно-транспортных машин с грунтом созданы на анализе результатов натуральных и лабораторных испытаний применительно к геометрическим параметрам рабочего органа и режимам разработки грунта [9, 29]. Эффективность работы машин и оборудования зависит от адекватности проведенных исследований реальным условиям эксплуатации техники, полноты учета свойств грунтов [100, 102].

К основным физико-механическим свойствам грунтов относятся влажность, плотность, пористость, пластичность, угол внутреннего трения, разрыхляемость, прочность, сжимаемость, деформируемость, сопротивление сдвигу, коэффициент бокового давления и др. [12, 50, 105, 29].

Перед построением математической модели взаимодействия рабочего органа со средой необходимо провести обзор и анализ существующих теорий в данной области.

Профессором Зелениным А.Н. предложена зависимость, учитывающая влияние категории грунта на силу сопротивления его разработки [38]

$$P_p = 10 \cdot C_y \cdot h \cdot (1 + 0,55 \cdot s) \cdot \left(1 - \frac{90 - \alpha_p}{150}\right) \cdot k_6 \cdot \Delta_3, \quad (1.1)$$

где C_y – число ударов ударника ДорНИИ; h – толщина стружки; s – толщина режущего профиля; α_p – угол резания; k_6 – коэффициент, учитывающий степень блокирования; Δ_3 – коэффициент затупления.

При разработке грунтов встречаются мерзлые и талые грунты. Наличие льда в мерзлом грунте существенно повышает трудность его разрушения. Профессором Зелениным А.Н. была предложена классификация грунтов по категориям (таблица 1.3). Определение категории грунта выполняется при помощи ударника ДорНИИ.

Таблица 1.3 – Классификация грунтов по числу ударов C

Категория грунта	Талые грунты				Мерзлые грунты			
	1	2	3	4	5	6	7	8
Число ударов C ударника ДорНИИ	1-4	5-8	9-16	17-34	35-70	71-140	141-280	281-560

Следующей важной характеристикой грунта является плотность. Плотность грунта может изменяться в зависимости от степени уплотнения грунта и его влажности. Самая высокая плотность грунта достигается при влажности немного выше оптимального значения. В таблице 1.4 представлены значения влажности и плотности основных типов грунтов.

Таблица 1.4 – Характеристики основных типов грунтов

Тип грунта	Оптимальная влажность, %	Плотность, кг/м ³
Песчаный	8 – 12	1800 – 1880
Супесчаный	9 – 15	1850 – 2080
Суглинистый	12 – 15	1650 – 1950
Глинистый	19 – 23	1580 – 1800

На физико-механические свойства грунтов большое влияние оказывают влажность и плотность. Наличие воды и воздуха сказывается на плотности грунта (1,4 до 2 г/см³), тогда как удельный вес большинства грунтовых минералов колеблется от 2,4 до 2,8 г/см³ [1, 37].

При разработке грунты разрыхляются, что приводит к увеличению их объема, что характеризуется коэффициентом разрыхления. В таблице 1.5 указаны значения угла естественного откоса для разных видов грунтов.

Таблица 1.5 – Величина угла естественного откоса грунта

Грунт	Угол откоса, град
Насыпная земля естественной влажности	45
Песок естественной влажности	40
Песок, насыщенный водой	25
Сухой глинистый грунт	40
Влажный глинистый грунт	35
Влажный гравий	25
Торф	40
Суглинок	40

Одним из отличительных свойств грунта является способность снижать свой объем за счет воздействия внешней нагрузки. Причиной сжимаемости являются: уплотнение грунта, изменение его физического состояния и упругость кристаллической решетки. При уплотнении грунта происходит перегруппировка его твердых частиц, что приводит к уменьшению пористости и увеличению плотности. Различают механическое уплотнение

грунта при воздействии кратковременных динамических нагрузках и общее уплотнение во время длительных нагрузок.

Для грунтов существует определенная зависимость между гидростатическим давлением и объемной деформацией (рисунок 1.8), записываемой в виде:

$$\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} = p(\varepsilon), \quad (1.2)$$

где σ_1 – напряжение грунта, вызванное инерцией его частиц, зависит от квадрата скорости внедрения рабочего органа в грунт; σ_2 – напряжение грунта, возникающее в процессе преодоления силы трения между частицами грунта, пропорционально скорости внедрения рабочего органа в грунт; σ_3 – напряжение грунта, зависящее от его прочности и не зависящее от скорости движения рабочего органа в грунте.

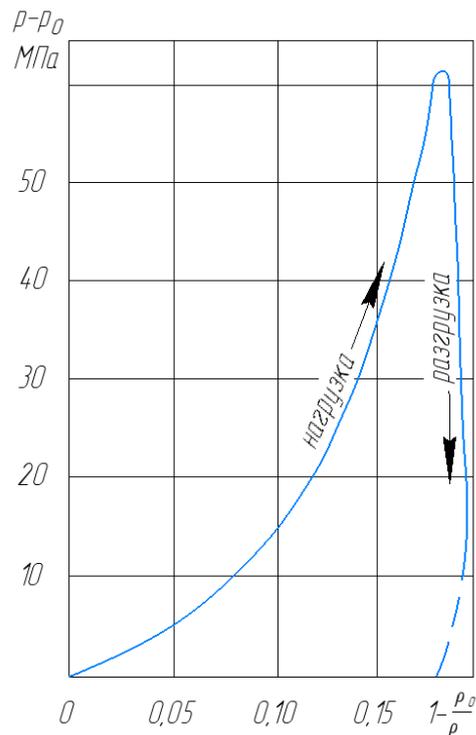


Рисунок 1.8 – Зависимость между гидростатическим давлением и объемной деформацией

Кратковременные нагрузки наибольшее влияние оказывают на песчаные мелкозернистые грунты. В свою очередь глинистые грунты от данного типа нагрузок уплотняются очень мало.

Крупнозернистым и песчаным грунтам свойственна каркасная структура с твердым контактом частиц. Даже небольшая нагрузка на грунт до 10 МПа может привести к разрушению материала частиц. После снятия нагрузки происходит частичное расширение уплотненного грунта, однако его объем уже не может стать первоначальным в связи с необратимой остаточной деформацией.

Сжимаемость грунтов зависит от следующих факторов: 1) минералогический состав; 2) структурные параметры грунта; 3) уровень влажности; 4) нагрузка; 5) тип нагрузки.

Под действием внешних сжимающих сил частицы грунта испытывают взаимное перемещение [101, 114]. Внешняя нагрузка может вызывать упругие и остаточные деформации. Исследованиями Зеленина А.Н. установлено, что на процесс деформации грунта существенное влияние оказывают следующие параметры: скорость приложения нагрузки, величина прилагаемой силы и физико-механические свойства грунта [38].

Сопrotивляемость грунта приложенным нагрузкам характеризуется модулем деформации. Деформация грунтов может быть обратимой и необратимой. Обратимая деформация исчезает после прекращения действия внешней нагрузки, а необратимая остается. Обратимая деформация грунта характеризуется низкими скоростями восстановления. Необратимая деформации может быть пластической, если не сопровождается разрушением грунта [39]. Под нагрузкой происходит сближение частиц и других составляющих грунта. Деформация грунтов зависит не только от величины приложенной к ним нагрузки, но и от ее временных параметров.

Динамика процесса деформации грунта представлена на рисунке 1.9. Точка 1 соответствует пределу пропорциональности. Точка 2 соответствует началу разрушения грунтов различными механическими способами и характеризуется потерей структурной прочности разрушаемого грунта.

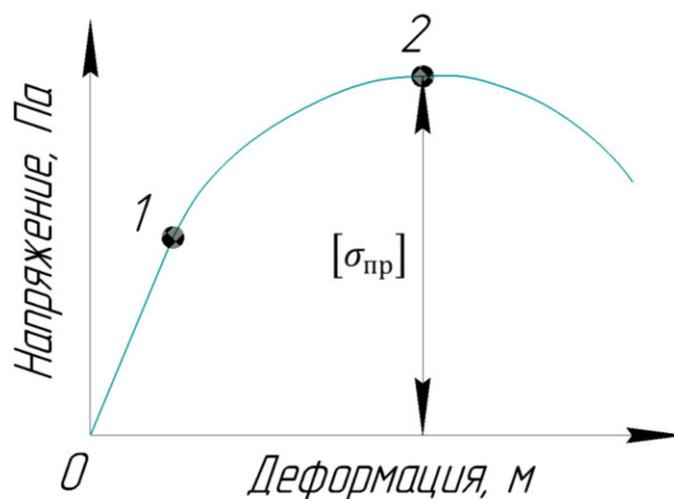


Рисунок 1.9 – Характерная диаграмма
нагружения грунта

Следовательно, для обеспечения разрушения грунта в нем необходимо создать давление P_{PO} , превосходящее по величине предел прочности:

$$P_{PO} > [\sigma_{пр}]. \quad (1.3)$$

Необходимы дополнительные лабораторные исследования для установления конкретных значений физико-механических свойств грунта, подвергаемого разрушению.

Обзор существующих методик расчета сил сопротивления разработки грунтов представлен в таблице 1.6. Основоположник теории разработки грунтов В.П. Горячкин предложил использовать для расчета общего сопротивления следующую зависимость [26]

$$P_k = G \cdot \mu_0 + K \cdot a \cdot b + \varepsilon \cdot a \cdot b \cdot V^2, \quad (1.4)$$

где G – вес рабочего органа; μ_0 – коэффициент трения грунта о сталь; K – удельное сопротивление резанию грунта; ab – площадь сечения пласта; εabV^2 – сопротивление отбросу грунта плугом.

Площадь поперечного сечения пласта равна

$$a \cdot b = F \quad (1.5)$$

Немаловажно, что В.П. Горячкин исследовал процессы работы подкапывающих машин с роторным рабочим органом, расположенным вертикально или горизонтально по отношению к грунту [26].

Таблица 1.6 – Математические модели для расчета сил сопротивления разработки грунтов

Автор модели	Основные зависимости	Относительная погрешность	Отличительные признаки модели
1	3	4	5
В.П. Горячкин	$P_k = Gf + Kab + \varepsilon abV^2$	17 – 70	Учет эмпирических коэффициентов
А.Н. Зеленин	$P_p = C\delta h^{1,35}(1 + 2,6b) \cdot (1 + 0,0075\alpha) \times (1 + 0,03t)\beta\mu$	17 – 25	Пониженная погрешность при расчете сил сопротивления для немодернизированных рабочих органов. Для нового типа рабочих органов установить коэффициенты опытным $\mathcal{G} \leq 1,5$ м/с.
Ю.А. Ветров	$P_p = \varphi m_{cb}bh + 2m\delta h^2 + 2m\delta_{cp}h$	6 – 20	Используется для уточнения расчетов рабочих органов всех видов. Наличие опытных коэффициентов $\mathcal{G} \leq 1,5$ м/с.
В.И. Баловнев	$P_p = (1 + ctg\alpha \cdot tg\delta)A_1bh \times \left[\frac{\gamma h}{2} + C_\omega ctg\rho \left(1 - \frac{1}{A_1}\right) \right]$	4 – 25	Определение эффективности рабочих органов при $\rho > \delta$; $\mathcal{G} \leq 1,5$ м/с.
А.М. Завьялов	$W = \int_0^H P(\sin(\arctgf'(z)) + \mu_0 \cos(\arctgf'(z))) ds$	7 – 10	Для различных скоростей и видов грунтов.
Д.И. Фёдоров	$P_p = \sigma(\delta_{сж}bk_{ппр} + \delta_{изн}bkG_{пр}\mu) + l_{сд}b \frac{\tau^2}{2G} + \frac{2\omega}{L_H} \sigma_{из}(\sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha) + L_{HS} \cdot \gamma(\sin\alpha + \cos\alpha) \cdot \cos\alpha$	10 – 25	Расчет ковшовых рабочих органов. Наличие опытных коэффициентов при $\mathcal{G} \leq 1,5$ м/с.

Обоснованием конструкции фрезерных рабочих органов занимались В. Зене, Г. Бернацкий, М.Н. Чаткин, Л.Н. Киселева [11, 46]. Основным недостатком данных работ является малая проработанность влияния конструктивных и режимных параметров на размер стружки и энергоемкость процесса работ.

В своих работах Г. Бернацкий принимает статическую силу сопротивления как необходимую силу для срезания стружки от массива грунта. Скорость движения машины задается бесконечно малой. На общую силу сопротивления влияют следующие параметры: скорость резания, толщина срезаемой стружки, ширина ножа и угол его установки.

Условие резания грунта, при котором грунт отбрасывается в сторону, описал А.Д. Далин [28].

$$\frac{m \cdot v_0^2 \cdot \sin \alpha_p}{R_{\text{нож}}} \geq \mu_0 \cdot m \cdot g + \frac{f \cdot m \cdot v_0^2 \cdot \cos \alpha_p}{R_{\text{нож}}}, \quad (1.6)$$

где m – масса массива грунта; v_0 – касательная скорость реза; $R_{\text{нож}}$ – радиус вращения конца ножа; μ_0 – коэффициент трения грунта о сталь; g – ускорение свободного падения.

Из зависимости видно, что на грунт действуют сила тяжести mg и центробежная сила $-\frac{m \cdot v_0^2}{R_{\text{нож}}}$.

Рабочие органы ротационных машин одновременно совершают сложное движение [115]. В сложное движение входит вращение вокруг своей оси фрезерного барабана со скоростью v_0 и продольное движения машины со скоростью v_n . Отношение скоростей $\lambda = \frac{v_0}{v_n}$ устанавливает различие в траектории движения рабочего органа и резцов.

Форма кривой, по которой перемещается конец реза фрезерного барабана, называется трохоидой. Кривая учитывает одновременное вращение барабана с угловой скоростью ω и поступательное движение вдоль оси трубопровода со скоростью v_n (рисунок 1.10). Точка O – центр барабана,

является началом системы координат. Отрезок OO_1 представляет собой путь за определенный отрезок времени.

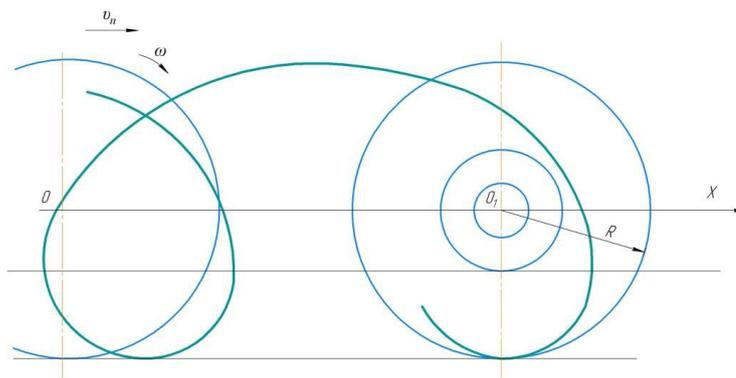


Рисунок 1.10 – Траектория движения резца фрезерного барабана

Одновременно с продвижением машины вдоль трубопровода фрезерный барабан повернется на угол ωt и точка A достигнет точки A_1 (рисунок 1.11).

Приведем некоторые зависимости для трохойды в параметрической форме. Координаты перемещения точки A_1 от времени:

$$\begin{aligned} x &= v_n \cdot t + R_{\text{окр}} \cdot \cos(\omega \cdot t_1); \\ y &= R_{\text{окр}} \cdot \sin(\omega \cdot t_1), \end{aligned} \quad (1.7)$$

где $R_{\text{окр}}$ – радиус окружности, по которой перемещается резец фрезерного рабочего органа; ω – угловая скорость; t_1 – время от начала отсчета.

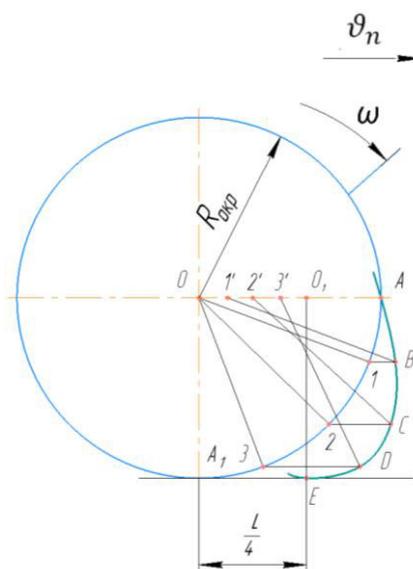


Рисунок 1.11 – Форма удлиненной циклоиды

Зависимость движения точки A без учета времени

$$x = \frac{\mathcal{G}_n}{\omega} \cdot \arcsin \frac{y}{R} + \sqrt{R^2 - y^2}. \quad (1.8)$$

Окончательная зависимость движения каждой точки фрезерного барабана примет вид

$$x_i = \frac{\mathcal{G}_n}{\omega} \arcsin \frac{y_i}{r_i} + \sqrt{r_i^2 - y_i^2}, \quad (1.9)$$

где r_i – радиус окружности, на которой расположена точка; y_i – проекция точки на ось y .

Траектория движения любой точки определится соотношением

$$\lambda_i = \frac{\omega \cdot r_i}{\mathcal{G}_n}, \quad (1.10)$$

где $\omega \cdot r_i$ – окружная скорость точки i .

В трудах А. Д. Далина указано, что с изменением направления вращения фрезерного барабана на противоположное имеется преимущество для соотношения λ_i относительного и переносного движения. У фрезерных барабанов с различным диаметром верхней и нижней части повышается производительность разработки грунта.

Канарев Ф.М. занимался исследованиями разработки грунта рабочими органами роторных подкапывающих машин [44]. Согласно его теории для всестороннего и полного исследования процесса работы машины необходимо установить ротор так, чтобы была возможность сравнить различные траектории движения и их влияние на процесс работы в целом.

Началом отсчета времени при проведении испытаний является момент касания резца поверхности грунта. При этом в начале координат находится наиболее удаленная точка резца (рисунок 1.12).

Размер стружки грунта зависит от угла установки резцов j и отношения λ скорости вращения фрезерного барабана к скорости перемещения вдоль трубопровода (рисунок 1.12) [119].

В этом случае резец проходит через точку M_K , в которой $\alpha_z = \pi$. Расстояние от дна борозды до точки M_K траектории, где $\alpha_z = \pi$, можно найти из формулы

$$h_K = \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) R. \quad (1.12)$$

При этом от момента касания резцом поверхности грунта до момента погружения на глубину $\Delta h = h - h_K$ барабан повернется на угол

$$\omega t_K = \beta_H - \arccos[(R - h_K)/R]. \quad (1.13)$$

После подстановки получим

$$\omega t_K = \beta_H - \arccos[1/\lambda]. \quad (1.14)$$

Если $\varepsilon_z = 0$ в момент прихода резца в точку M_K , то угол установки определяется

$$j = \arccos(1/\lambda) - i. \quad (1.15)$$

Следует подчеркнуть, что при $\alpha_z = \pi$ и $\varepsilon_K = 0$ ($h = h_K$) резец от поверхности грунта до точки M_K будет действовать на грунт как лицевой, так и тыльной частью. Поэтому, несмотря на уменьшение угла резания в этой зоне, нельзя ожидать снижения энергоемкости процесса, тем более что уменьшенный угол установки резца в этом случае способствует увеличению отбрасывания грунта и росту энергозатрат на этот процесс.

Профессор Завьялов А.М. в [36, 37] исследовал динамику процесса внедрения рабочих органов дорожных машин в грунт. Рабочий орган проникает в грунт под углом в направлении оси OZ (рисунок 1.14).

При этом существует два случая, в первом из которых в грунт проникает тело клинообразной формы, а во втором с конической или цилиндрической поверхностью [2, 106, 109, 113].

Для первого случая скорость частиц грунта дифференциальные уравнения имеют вид

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \dot{L}; \quad \frac{\partial u^2}{\partial t^2} = \ddot{L}. \quad (1.16)$$

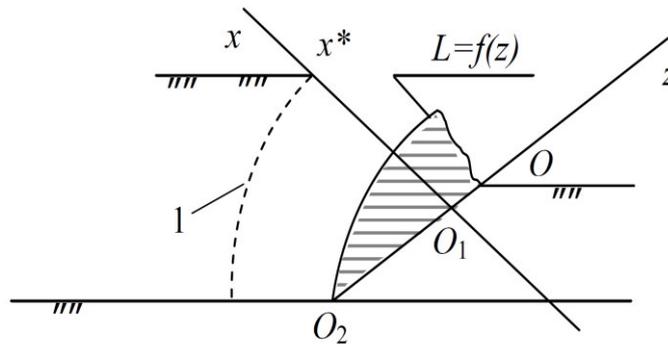


Рисунок 1.14 – Схема проникания тела в грунт:

z – направление движения тела;

x – направление перемещения частиц грунта

На поверхность клинообразного тела давление на грунт будет вычисляться по следующей формуле

$$P_k = \frac{\gamma_0}{1-b_1} (\dot{L}^2 + \dot{L} L) + P_0. \quad (1.17)$$

Для случая проникания тела конической или цилиндрической формы справедлива зависимость

$$W = 2\pi \int_0^\pi u P f(z) \sqrt{1 + f'^2(z)} dz, \quad (1.18)$$

где $u = \sin(\arctg f'(z)) + \mu_0 \cos(\arctg f'(z))$.

Профессор Артемьев К.А. уделял особое внимание исследованию процессов резания грунта, что дало возможность определить сопротивление резанию рабочим органом, если известны следующие параметры: размеры рабочего органа, режим работы базовой машины, плотность грунта, угол внешнего и внутреннего трения, коэффициент трения стали о грунт. Артемьев К.А. использовал для решения вопроса сопротивления грунта резанию не только аналитический метод, но и графоаналитический [5, 6], который позволяет найти поверхность скольжения при помощи построений, а численное значение сопротивления при помощи расчетов. Для построения графической части используется система кругов Голушкевича С.С. Им рассматривалось предельное состояние грунта, при котором даже малое изменение поверхностных и объемных сил приводит к его разрушению.

Состояние грунта до момента разрушения зависит от характеристик сопротивления сдвигу. Если приложенная сила будет больше сил внутреннего трения и сцепления частиц грунта, то это приведет к разрушению внутренних связей [112]. Для момента, когда грунт находится в состоянии предельного равновесия, справедливо равенство [6]:

$$T = N_{\text{равн}} \cdot \mu + c \cdot F_c, \quad (1.19)$$

где μ – коэффициент внутреннего трения; $N_{\text{равн}}$ – равнодействующая нормальных сил; c – удельная сила сопротивления, приходящаяся на единицу площади, по которой проходит сдвиг; F_c – площадь сдвига.

Если принять для сыпучего тела гипотезу о том, что оно является сплошной средой, то уравнение (1.19) можно записать в форме напряжений:

$$\tau = \sigma \cdot \text{tg} \rho_v + c, \quad (1.20)$$

где τ – абсолютная величина касательной составляющей напряжения; σ – нормальное напряжение; ρ_v – угол внутреннего трения.

Приведенное нормальное напряжение

$$\sigma' = \sigma + c \text{ctg} \rho \quad (1.21)$$

можно рассматривать как равнодействующую действительного напряжения и нормального сжимающего напряжения $c \text{ctg} \rho$, которое называется давлением связности.

В связи с тем, что разрабатываемый рабочий орган должен совершать не только вращательное, но и поступательное движение, необходимо рассмотреть способы бурения скважин в грунте. Наибольшее распространение получил механический способ бурения. Он представлен вращательным, ударным, ударно-вращательным и вибрационным способами. Ударный и вибрационный способы бурения не лишены недостатков, основные из которых: сложная конструкция и высокие нагрузки на буровое оборудование; быстрый износ резцов рабочего органа; малая производительность и высокая энергоемкость бурения.

Наиболее результативным и менее затратным является вращательный способ бурения, который осуществляется методом резания талого или дроблением мерзлого грунта. Даже высокое разнообразие существующих разработок для бурения грунта не решает полностью вопрос механизации земляных работ в некоторых отраслях [103].

Одной из основных составляющих большинства машин для бурения грунта является шнек. Большой вклад в разработку и создание шнекового рабочего оборудования внесли Д.Н. Башкатов, В.А. Беспалов, Н.А. Лапин, Ю.А. Олоновский, Б.А. Катанов, В.А. Перетолчин. и другие. В большинстве исследований процесса бурения затраты мощности разделяются на несколько составляющих: разрушение грунта породоразрушающим инструментом; трение рабочего органа о грунт; транспортировка грунта по шнеку. Для определения затрат мощности при бурении известно несколько формул, наиболее универсальной из которых является зависимость, предложенная Б.И. Воздвиженским

$$N_{61} = \sqrt[4]{n_{\text{в}} \cdot \vartheta_{\text{мех}}^3} + \frac{\sigma_{\text{всж}} \cdot F_3}{142500}, \quad (1.22)$$

где $n_{\text{в}}$ – частота вращения; $\vartheta_{\text{мех}}$ – механическая скорость бурения; $\sigma_{\text{всж}}$ – временное сопротивление грунта сжатию; F_3 – площадь забоя.

В.Г. Кардыш предложил зависимость для вычисления затрат мощности при трении резцов о разрушаемый грунт

$$N_{62} = \frac{D_c^2 \cdot a_6 \cdot \sigma_{\text{шт}} \cdot \mu_0 \cdot m}{7800}, \quad (1.23)$$

где D_c – диаметр скважины; a_6 – ширина поверхности бура; $\sigma_{\text{шт}}$ – сопротивление внедрению штампа; μ_0 – коэффициент трения резцов о разрушаемый грунт; m – число резцов породоразрушающего инструмента.

Мощность, затрачиваемая на транспортировку грунта по шнеку, можно определить из зависимости Д.Н. Башкатова

$$N_{63} = \frac{\pi^2 \cdot G \cdot f_{\text{т}} \cdot n_{\text{в}} \cdot R_{\text{ц}}^2 \cdot \sin \alpha_{\text{ш}} \cdot \cos \gamma_{\text{т}}}{8775 \cdot 10^4 \cdot g \cdot \sin(\alpha_{\text{ш}} + \gamma_{\text{т}})} k_1 \cdot k_2 \cdot k_3, \quad (1.24)$$

где G – масса грунта на шнеке; $R_{ц}$ – координата центра тяжести грунта; $\alpha_{ш}$ – угол наклона винтовой линии шнека; γ_r – угол наклона вектора абсолютной скорости частицы грунта к горизонтали; k_1 – коэффициент перемешивания грунта; k_2 и k_3 – коэффициенты положения частиц грунта по вертикали и горизонтали.

Для определения силы сопротивления бурению вращающейся буровой головкой может быть использована следующая зависимость [43]

$$P_B = \frac{C_r \cdot m_p \cdot e_p \cdot \cos \rho_B}{1 - \frac{\pi}{2} \sin \rho_B}, \quad (1.25)$$

где C_r – коэффициент сцепления грунта; m_p – ширина резца; e_p – глубина врезания; ρ_B – угол внутреннего трения грунта.

Отечественными инженерами Г.Е. Макашевым, П.Г. Ташлыковым, А.Б. Солодовником была разработана конструкция для повышения энергоэффективности процесса бурения (рисунок 1.15). Бурение грунта при помощи рабочего органа с переменным шагом шнека требует до 2 раз меньше силы по сравнению с разработкой грунта лопастным долотом.

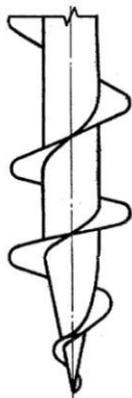


Рисунок 1.15 – Рабочий орган с переменным шагом шнека

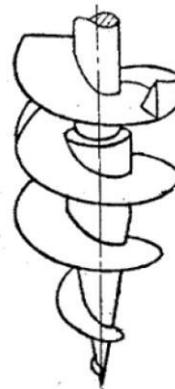


Рисунок 1.16 – Рабочий орган со скалывающим элементом

Схожую конструкцию имеет рабочий орган, представленный на рисунке 1.16. Рабочий орган представляет собой винтовую лопасть переменного диаметра. Верхний виток лопасти снабжен клиновидным скалывающим элементом, закрепленным на внешней части шнека.

Применение рабочего органа данного типа позволяет значительно снизить силы, необходимые для разрушения грунта.

Проведенный анализ существующих решений по разработке грунта шнековым рабочим органом показал, что существует достаточно большое количество буровых инструментов, конструкция которых разработана путем экспериментальных исследований. При этом существует малое количество теоретических исследований по созданию эффективных шнековых рабочих органов для разрушения грунта. Существующие решения в данной области позволяют эффективно удалять грунт, а наиболее перспективным способом разработки грунта невысокой прочности является механический способ вращательного бурения.

1.3 Общая структура работы

Исходя из анализа технологии проведения земляных работ при ремонте трубопровода, конструкций существующих машин и оборудования для выполнения земляных работ, проведенных теоретических и экспериментальных исследований, выполненных по данной тематике, и с учетом целей и задач проведенных исследований, была разработана логико-структурная схема диссертационного исследований (рисунок 1.17). На входе логико-структурной схемы с учетом актуальности тематики и научной задачи определяется цель, объект, предмет исследования. Процесс исследования предполагает решение определенных задач. Для этого необходимо разработать математическую модель интерпретации процесса взаимодействия рабочего органа телескопического фрезерного рабочего оборудования с разрабатываемым грунтом. Это позволит выявить зависимости, устанавливающие взаимосвязь между конструктивными и режимными параметрами рабочего оборудования и физико-механическими свойствами грунта. Для определения численных значений параметров, входящих в математическую модель, возникает необходимость в проведении

лабораторных и экспериментальных исследований и будет проведена оценка адекватности теоретических и экспериментальных изысканий.

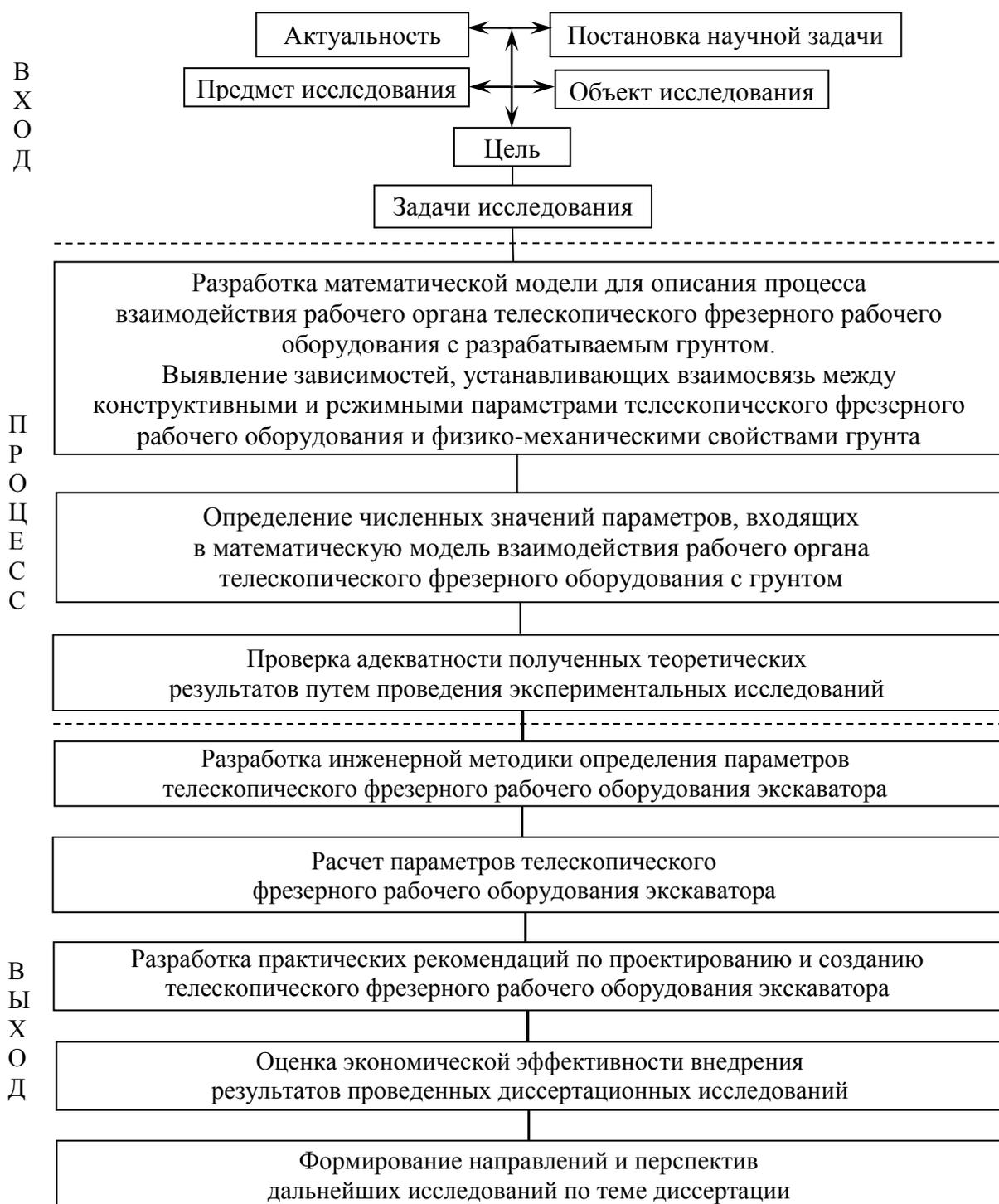


Рисунок 1.17 – Логико-структурная схема исследования

Затем будут разработаны методические и практические рекомендации по проектированию телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора. В заключении будет проведена оценка экономической

эффективности внедрения результатов проведенных диссертационных исследований и определены направления и перспективы дальнейших исследований по теме диссертации. Разработанная логико-структурная схема исследования позволяет представить порядок проведения исследований, установить связь между этапами, структурировать научную работу.

Выводы по главе

1. Технологии выполнения земляных работ с использованием существующих конструкций оборудования для разработки грунта под трубопроводом и шанцевого инструмента содержат существенные недостатки, не обеспечивающие в полной мере эффективное и безопасное удаление грунта из-под трубопровода, что подчеркивает актуальность и своевременность выбранного направления исследований.

2. Создание нового рабочего оборудования гидравлического экскаватора позволит обеспечить полную механизацию земляных работ при ремонте подземного трубопровода. Оборудование включает в себя фрезерную головку с установленными на ней резцами и шнеком, приводимую во вращение гидромотором. Использование телескопического гидроцилиндра позволит производить разработку грунта под трубопроводом на всю ширину грунта, расположенного под трубопроводом. Основной идеей создания нового рабочего оборудования является возможность совмещения вращательного и поступательного движений рабочего органа.

3. Применение нового рабочего оборудования на базе одноковшового гидравлического экскаватора расширит возможности его использования и сократит количество техники, задействованной при реализации технологической схемы выполнения земляных работ.

4. Проведение исследований процесса разработки грунта новым телескопическим фрезерным оборудованием позволит определить его конструктивные и режимные параметры с учетом физико-механических свойства грунта.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С ГРУНТОМ РАБОЧЕГО ОРГАНА ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО ФРЕЗЕРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭКСКАВАТОРА

С учетом недостатков существующих разработок для удаления грунта под трубопроводом, а так же характера проводимых работ была разработана конструкция телескопического фрезерного рабочего оборудования, устанавливаемая на базовую машину – одноковшовый гидравлический экскаватор (рисунок 2.1) [63]. Разработка защищена патентами на полезную модель № 182718 и № 193676 [78, 83, 84].

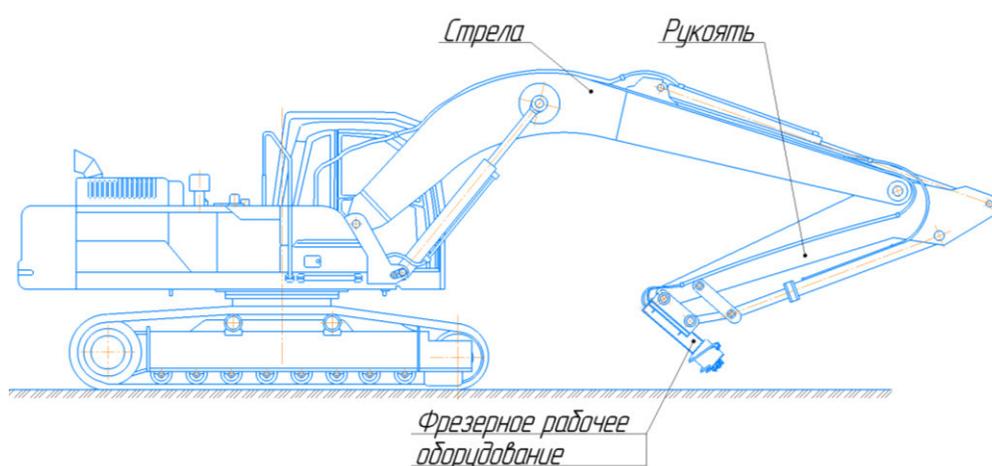


Рисунок 2.1 – Телескопическое фрезерное рабочее оборудование, установленное на базовую машину

Процесс работы представляет собой следующее (рисунок 2.2). В приямок траншеи опускают на определенную глубину фрезерное рабочее оборудование, закрепленное на рукояти экскаватора. Глубина погружения контролируется при помощи электронной системы управления экскаватором, позволяющей задать максимальную глубину опускания рабочего органа. Затем производят установку рабочего оборудования перпендикулярно вертикальной оси трубопровода. С началом вращения фрезерной головки совершается постепенная подача телескопического гидроцилиндра. На фрезерной головке установлены резцы, которые обеспечивают разрушение грунта, а шнек – его удаление из зоны разработки [30, 53, 65, 66].

Резцы, установленные на передней части рабочего оборудования, назовем передними. На боковой поверхности фрезерной головки расположены задние резцы и шнек (рисунок 2.3) [54, 59, 62].

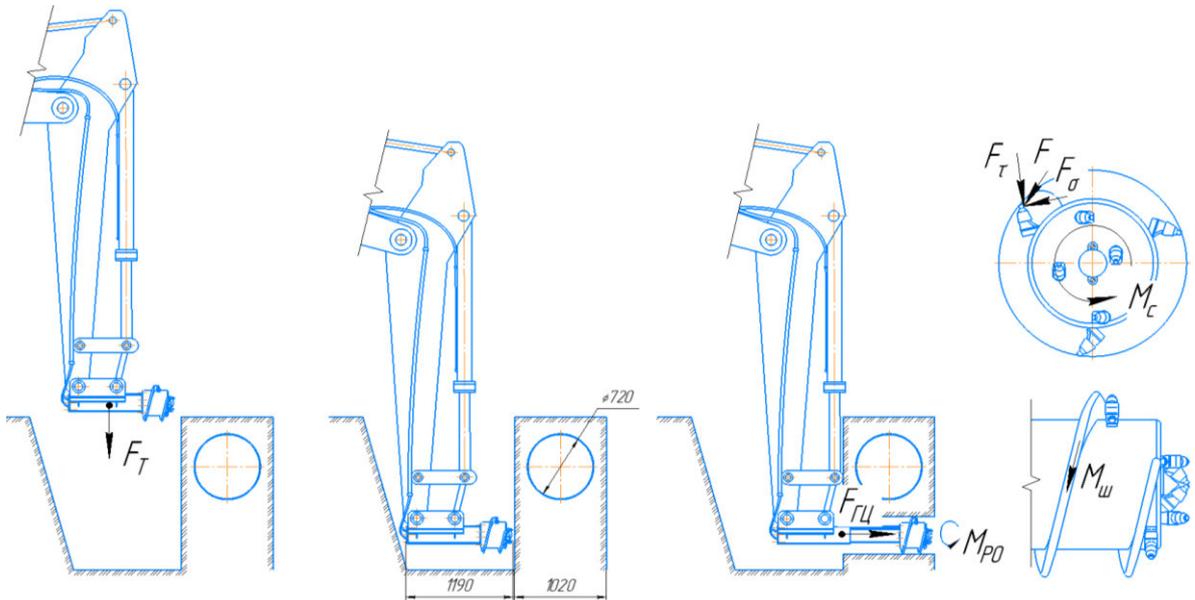


Рисунок 2.2 – Процесс разработки грунта фрезерным рабочим оборудованием

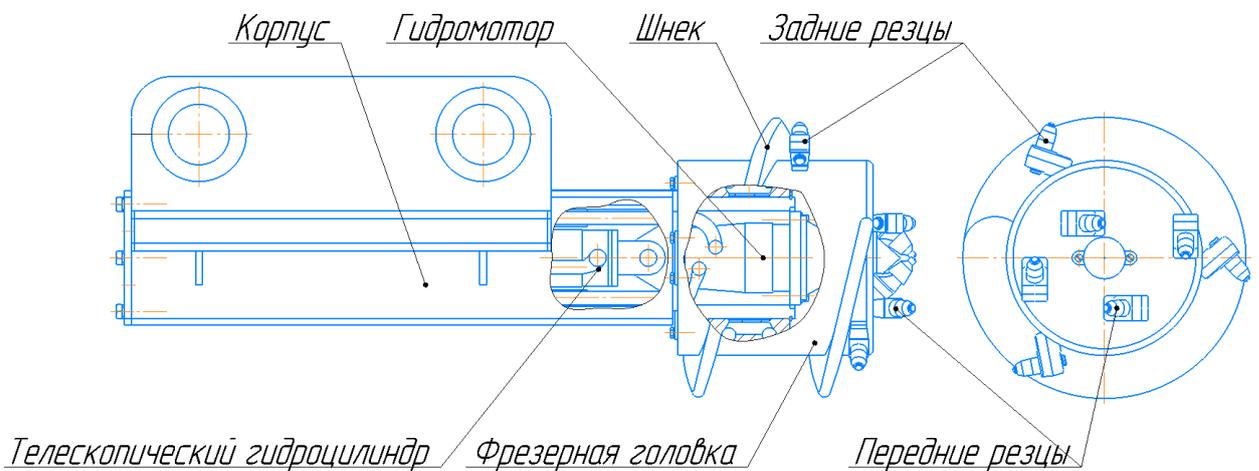


Рисунок 2.3 – Общий вид фрезерного рабочего оборудования

Резец состоит из наконечника, тела резца и хвостового стержня (рисунок 2.4). Тело резца условно можно разделить на коническую и цилиндрическую части [55, 56].



Рисунок 2.4 – Конструктивные элементы резца

Установленные на фрезерной головке резцы внедряются в грунт и разрушают его. При работе наконечников резцов создается сила сопротивления грунта, которая воздействует на всю поверхность резцов. Шнек предназначен для удаления и выноса грунта в приямок траншеи.

В таблице 2.1 приведены конструктивные и режимные параметры телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора.

Таблица 2.1 – Конструктивные и режимные параметры рабочего оборудования

Конструктивные параметры	Режимные параметры
<p>Рабочего органа: α_p – угол резания; r_n, r_b – радиусы вращения наружных и внутренних резцов; R_T – радиус отверстия после прохода фрезерной головки; $D_{фг}$ – диаметр фрезерной головки; $D_{ш}$ – диаметр шнека; $S_{ш}$ – шаг шнека; $\alpha_{ш}$ – угол подъема наружной части шнека; $\beta_{ш}$ – угол подъема внутренней части шнека; N – количество задних резцов;</p> <p>Резца: α_i – угол наклона образующей конуса к его оси; R_i, r_i – больший и меньший радиусы i-го конуса соответственно; H_c – длина цилиндрической поверхности резца; l_p – длина резца.</p>	<p>M_{p0} – суммарный крутящий момент, действующий на рабочий орган; N_{p0} – суммарная мощность, необходимая для рабочего органа; ω – угловая скорость вращения фрезерной головки; $\vartheta_{п}$ – скорость подачи телескопического гидроцилиндра; $Q_{ш}$ – Производительность шнека; $M_{ш}$ – крутящий момент, действующий на вал шнека; $N_{ш}$ – мощность, необходимая для привода шнека; F_p – максимальная сила внедрения резцов.</p>

Рассмотрим все этапы процесса взаимодействия рабочего органа фрезерного рабочего оборудования экскаватора подробнее. При этом примем следующие допущения:

- рассматривается одномерная модель движения грунта под воздействием рабочего оборудования;
- рассматривается грунт однородной структуры;
- фрезерный рабочий орган совершает в грунте поступательное движение с постоянной скоростью;
- фрезерный рабочий орган вращается с постоянной угловой скоростью;
- корпус рабочего оборудования жестко зафиксирован;
- шнек является однозаходным;
- резец серийно производимый;
- шаг шнека постоянен.

Суммарный крутящий момент сопротивления на рабочем органе представлен суммой сопротивлений на резцах и шнеке. Зависимость суммарного крутящего момента выглядит следующим образом:

$$M_{PO} = M_C + M_{ш},$$

где M_C – суммарный крутящий момент сил сопротивления на резцах; $M_{ш}$ – крутящий момент сил сопротивления на шнеке. Далее рассмотрим процесс взаимодействия резцов и шнека с разрабатываемым грунтом.

2.1 Исследование процесса взаимодействия передних резцов с разрабатываемым грунтом

2.1.1 Определение силы сопротивления внедрению наконечников передних резцов в разрабатываемый грунт

Заглубление наконечников резцов в грунт представляет собой периодически повторяющийся процесс. За один период обращения резец внедряется в грунт на глубину h (рисунок 2.5). И в течение следующего

периода заглубления с массива грунта срезается стружка грунта с постоянной толщиной h . Толщина срезаемой стружки зависит от скорости подачи телескопического гидроцилиндра и угловой скорости вращения фрезерной головки (2.1)

$$h = \frac{2 \cdot \pi}{\omega} \cdot v_{\text{п}}, \quad (2.1)$$

где ω – угловая скорость вращения фрезерной головки; $v_{\text{п}}$ – скорость подачи телескопического гидроцилиндра.

При установившемся режиме работы все наконечники будут снимать грунт постоянной толщиной стружки h и формой стружки, показанной на рисунке 2.5 [57].

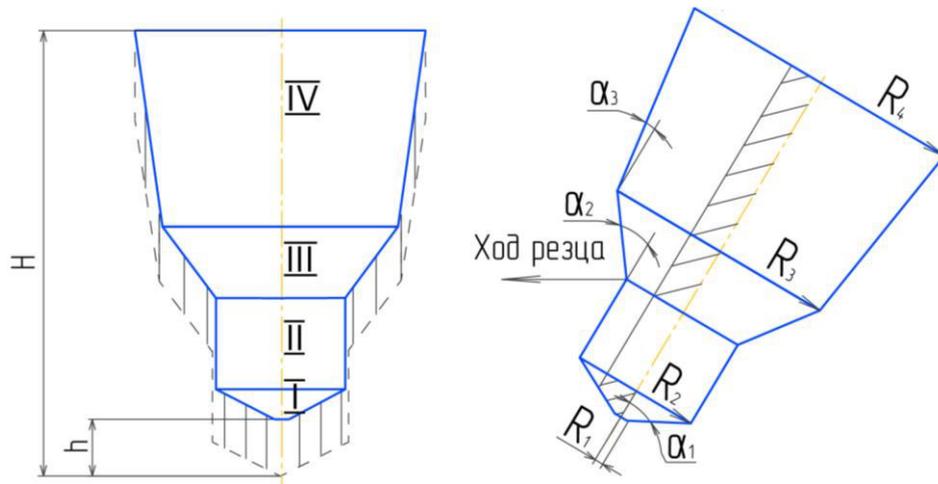


Рисунок 2.5 – Взаимодействие резца с срезаемой стружкой грунта ($R_1 \approx 0$)

Анализ конструкций резцов показывает, что их боковая поверхность состоит из трех усеченных конусов и цилиндра (рисунок 2.5). При этом первый из усеченных конусов – это наконечник резца.

Рассмотрим процесс внедрения в грунт наконечника резца в виде усеченного конуса.

Естественно предположить, что величина наименьшего сопротивления внедрению будет тогда, когда направление заглубления резца совпадает с осевой линией усеченного конуса (рисунок 2.6), и грунт, контактирующий с усеченным конусом, движется вдоль его образующих [58].

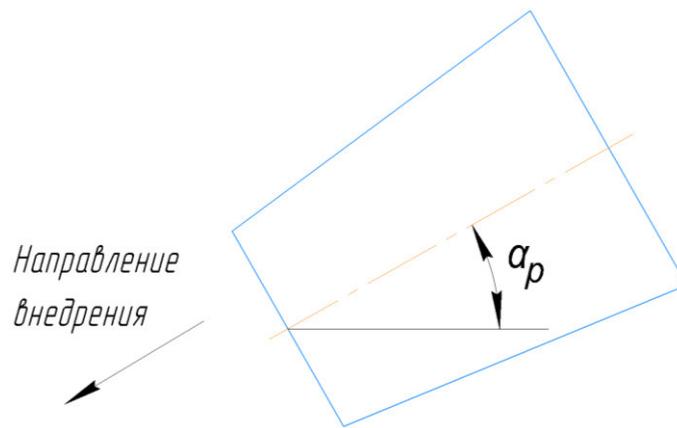


Рисунок 2.6 – Направление внедрения
наконечника резца в разрабатываемый грунт

Поскольку сила внедрения резца в грунт не зависит от направления заглабления, для наглядности рассмотрим внедрение в вертикальном направлении (рисунок 2.7) [110].

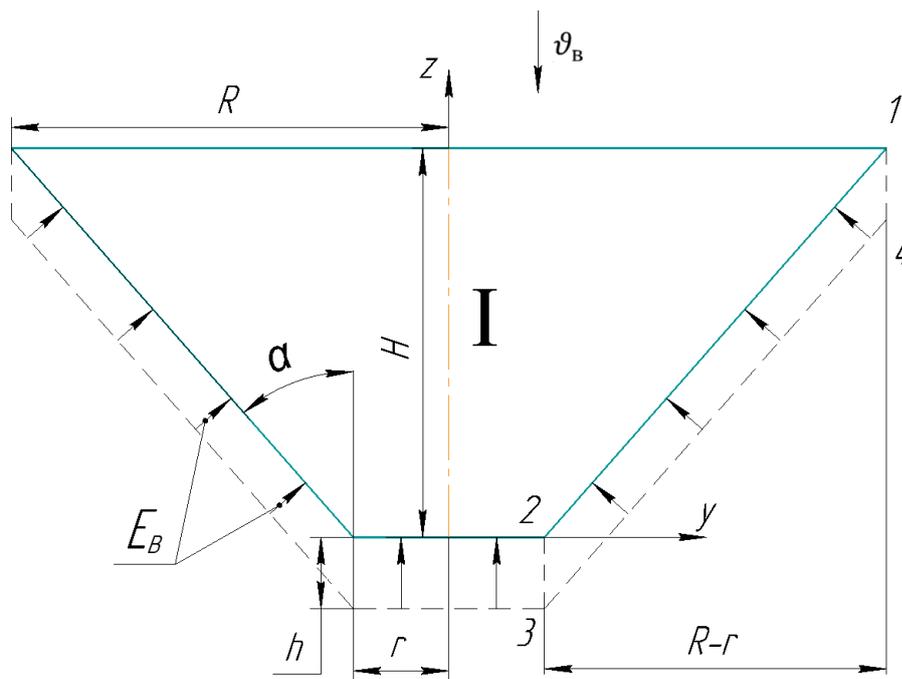


Рисунок 2.7 – Расчетная схема для определения силы
внедрения наконечника резца в разрабатываемый грунт

Силу внедрения наконечника резца определим из зависимости [36, 37]

$$E_B = \iint_D U \cdot P \cdot f(Z) \sqrt{1 + f'^2(Z)} dS, \quad (2.2)$$

где P – давление грунта на боковую поверхность усеченного конуса; dS – элементарная площадка поверхности грунта, взаимодействующего с усеченным конусом.

Уравнение образующей проникающего тела

$$y = f(Z) = r + Z \operatorname{tg} \alpha; \quad (2.3)$$

$$U = \sin(\operatorname{arctg}(f'(Z))) + \mu_0 \cos(\operatorname{arctg}(f'(Z))). \quad (2.4)$$

Из зависимости (2.3) дифференцированием получаем

$$f'(Z) = \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.5)$$

С учетом последнего равенства получим

$$U = \sin(\operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha)) + \mu_0 \cos(\operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha)) = \sin \alpha + \mu_0 \cos \alpha; \quad (2.6)$$

$$\sqrt{1 + f'^2(Z)} = \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} = \frac{1}{\cos \alpha}. \quad (2.7)$$

Из [36, 37] следует

$$P = \frac{\gamma_0}{\varepsilon} \cdot \dot{L}^2, \quad (2.8)$$

где γ_0 – плотность грунта; ε – относительная деформация грунта, $\varepsilon = 1 - b_1$; b_1 – сжимаемость грунта; \dot{L} – скорость грунта в точке контакта с усеченным конусом.

$$\dot{L} = f'(H) \cdot \dot{H} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \vartheta, \quad (2.9)$$

где ϑ – линейная скорость движения резца.

С учетом зависимости (2.9) выражение (2.8) принимает вид

$$P = \frac{\gamma_0}{\varepsilon} \cdot \vartheta^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha. \quad (2.10)$$

Из анализа зависимостей (2.7), (2.8) и (2.10) видно, что величина $U \cdot P \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}$ является величиной постоянной и может быть выведена за знак интеграла. Таким образом, интеграл (2.2) принимает вид

$$E_B = U \cdot P \cdot \sqrt{1 + f'^2(Z)} \iint_D dS = U \cdot P \cdot \sqrt{1 + f'^2(Z)} \cdot S. \quad (2.11)$$

Из рисунка 2.7 видно, что

$$\frac{S}{2} = \iint_D \frac{dydz}{\cos(\vec{n} \wedge OX)}, \quad (2.12)$$

где D – область интегрирования 1234 (проекция части поверхности усеченного конуса, взаимодействующего с грунтом, на координатную плоскость ZOY) (рисунок 2.7); $\cos(\vec{n} \wedge OX)$ – косинус угла между нормалью \vec{n} в произвольной точке поверхности усеченного конуса и осью OX декартовой системы координат.

$$z_1 = (y - r) \operatorname{ctg} \alpha, \quad z_2 = (y - r) \operatorname{ctg} \alpha + h; \quad (2.13)$$

$$y_1 = r, \quad y_2 = R. \quad (2.14)$$

Координаты точки поверхности усеченного конуса удовлетворяют уравнению

$$\sqrt{x^2 + y^2} = r + z \operatorname{tg} \alpha; \quad (2.15)$$

или

$$\Phi = x^2 + y^2 - (r + z \operatorname{tg} \alpha)^2 = 0. \quad (2.16)$$

Берем частные производные по переменным x, y, z

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} = 2x; \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial y} = 2y; \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial z} = -2(r + z \operatorname{tg} \alpha) \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (2.19)$$

$$\cos(\vec{n} \wedge OX) = \frac{\partial \Phi / \partial x}{M_n}, \quad (2.20)$$

где M_n – абсолютная величина вектора нормали, проекции которой обозначены в зависимостях (2.17) – (2.19).

$$M = \sqrt{\left(\frac{\partial \Phi}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi}{\partial z}\right)^2} = \frac{2(r + z \operatorname{tg} \alpha)}{\cos \alpha}. \quad (2.21)$$

С учетом выражений (2.17) и (2.21) из зависимости (2.20) находим

$$\cos(\vec{n} \wedge OX) = \frac{2x \cdot \cos \alpha}{2(r + z \operatorname{tg} \alpha)} = \frac{x \cdot \cos \alpha}{(r + z \operatorname{tg} \alpha)}. \quad (2.22)$$

Из выражения (2.16) следует зависимость

$$x = \sqrt{(r + z \operatorname{tg} \alpha)^2 - y^2}, \quad (2.23)$$

с учетом которой выражение (2.22) принимает вид

$$\cos(\vec{n} \wedge OX) = \frac{\sqrt{(r + z \operatorname{tg} \alpha)^2 - y^2}}{r + z \operatorname{tg} \alpha} \cos \alpha. \quad (2.24)$$

Учитывая зависимости (2.13), (2.14), (2.24), вычислим интеграл (2.12) [3]

$$\begin{aligned} \frac{S}{2} &= \int_{y_1}^{y_2} \int_{z_1}^{z_2} \frac{(r + z \operatorname{tg} \alpha) dy dz}{\sqrt{(r + z \operatorname{tg} \alpha)^2 - y^2}} = \int_{y_1}^{y_2} dy \int_{z_1}^{z_2} \frac{d[(r + z \operatorname{tg} \alpha)^2 - y^2]}{\sqrt{(r + z \operatorname{tg} \alpha)^2 - y^2} \cdot 2 \operatorname{tg} \alpha} dz = \\ &= \frac{h^{1,5} \cdot \operatorname{tg}^{1,5} \alpha \cdot 2^{1,5}}{6 \operatorname{tg}^2 \alpha h} [(R + 0,5h \cdot \operatorname{tg} \alpha)^{1,5} - (r + 0,5 \cdot h \cdot \operatorname{tg} \alpha)^{1,5}]. \end{aligned} \quad (2.25)$$

Откуда

$$\begin{aligned} S &= \frac{2 \cdot 2^{1,5} \cdot h^{1,5} \operatorname{tg}^{1,5} \alpha}{6 h \operatorname{tg}^2 \alpha} [(R + 0,5h \operatorname{tg} \alpha)^{1,5} - (r + 0,5h \operatorname{tg} \alpha)^{1,5}] = \\ &= 0,94 \sqrt{\frac{h}{\operatorname{tg} \alpha}} [(R + 0,5h \operatorname{tg} \alpha)^{1,5} - (r + 0,5h \operatorname{tg} \alpha)^{1,5}]. \end{aligned} \quad (2.26)$$

С учетом выражений (2.4), (2.6), (2.7), (2.10), (2.26) из зависимости (2.11) находим

$$\begin{aligned} E_B &= \frac{(\sin \alpha + \mu_0 \cos \alpha)}{\cos \alpha} \cdot \frac{\gamma_0}{1 - b_1} \cdot \vartheta^2 \operatorname{tg}^2 \alpha \times \\ &\times 0,94 \sqrt{\frac{h}{\operatorname{tg} \alpha}} [(R + 0,5h \operatorname{tg} \alpha)^{1,5} - (r + 0,5h \operatorname{tg} \alpha)^{1,5}] = \\ &= (\operatorname{tg} \alpha + \mu_0) \cdot \frac{\gamma_0}{1 - b_1} \cdot \vartheta^2 \cdot h(R - r) \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \times \\ &\times 0,94 \sqrt{\frac{h}{\operatorname{tg} \alpha}} [(R + 0,5h \operatorname{tg} \alpha)^{1,5} - (r + 0,5h \operatorname{tg} \alpha)^{1,5}]. \end{aligned} \quad (2.27)$$

Для резца, показанного на рисунке 2.4, полное сопротивление внедрению наконечника в грунт составит

$$\begin{aligned} E_B &= \frac{\gamma_0}{\varepsilon} \cdot \vartheta^2 \cdot 0,94 \sqrt{h} \cdot \sum_{i=1}^3 (\operatorname{tg} \alpha_i + \mu_0) \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_i [(R_i + 0,5h \operatorname{tg} \alpha_i)^{1,5} - \\ &- (r_i + 0,5h \operatorname{tg} \alpha_i)^{1,5}], \end{aligned} \quad (2.28)$$

где R_i , r_i – больший и меньший радиусы i -го конуса соответственно; α_i – угол наклона образующей i -го конуса к его оси.

2.1.2 Определение силы сопротивления резанию грунта наконечниками передних резцов

Процесс резания представляет собой процесс отделения стружки каждым наконечником резца с постоянной толщиной h (рисунок 2.7). Виды срезаемой стружки, а также ее аксонометрия показаны на рисунке 2.8.

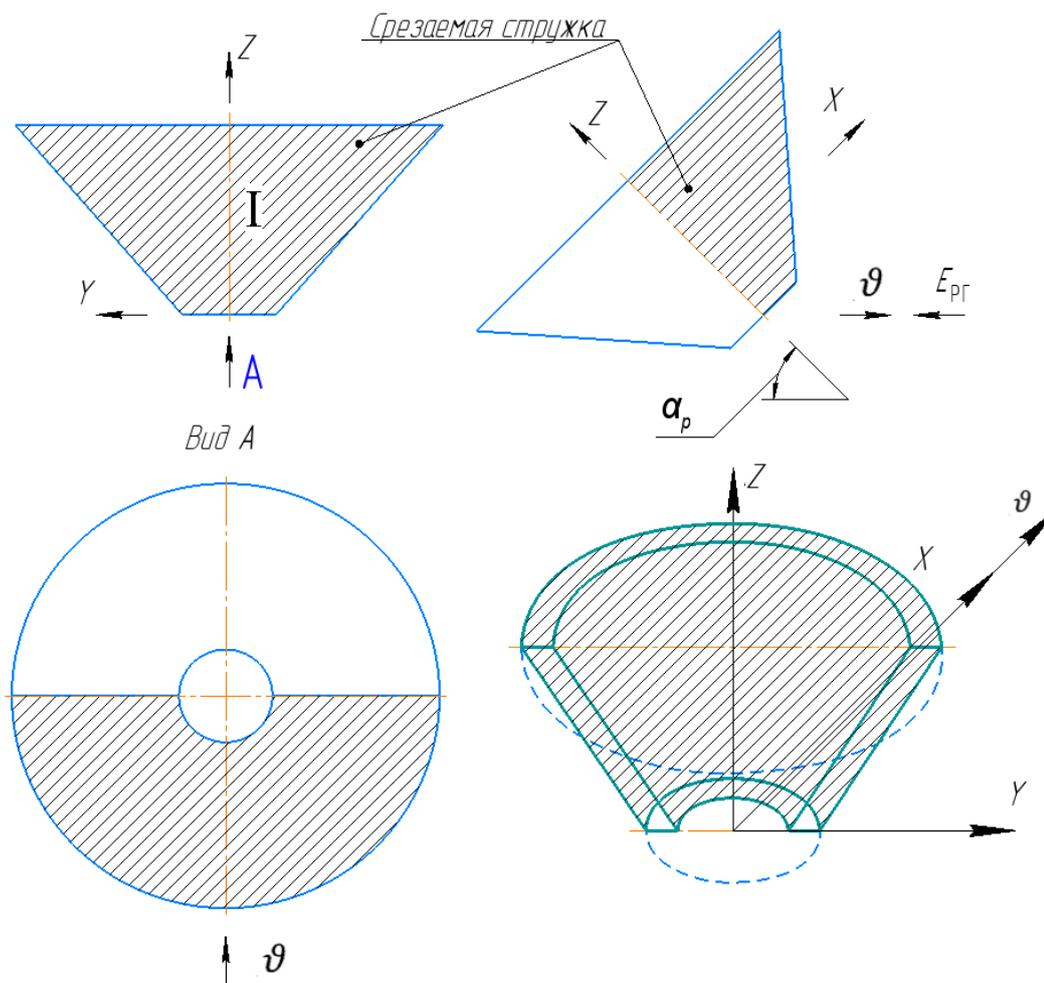


Рисунок 2.8 – Виды срезаемой стружки

Силу сопротивления резанию определим из двойного интеграла:

$$\frac{E_{\text{пр}}}{2} = \iint_D P \frac{dz \cdot dy}{\cos(\vec{n} \wedge OX)} \cdot \cos(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta}), \quad (2.29)$$

где $\cos(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta})$ – косинус угла между векторами нормали и окружной скорости $\vec{\vartheta}$.

Из [36, 37] следует

$$P = \frac{\gamma_0}{\varepsilon} \cdot \dot{L}^2; \quad (2.30)$$

$$\dot{L} = \vartheta \cdot \cos(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta}). \quad (2.31)$$

С учетом выражений (2.30) и (2.31) двойной интеграл (2.29) принимает вид

$$\begin{aligned} \frac{E_{\text{пр}}}{2} &= \iint_D \frac{\gamma_0}{\varepsilon} \cdot \frac{\vartheta^2 \cdot \cos^2(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta})}{\cos(\vec{n} \wedge OX)} \cdot \cos(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta}) dzdy = \\ &= \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \iint_D \frac{\cos^3(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta})}{\cos(\vec{n} \wedge OX)} dzdy, \end{aligned} \quad (2.32)$$

где ϑ – скорость движения резца.

Величина $\cos(\vec{n} \wedge OX)$ определена в выражениях (2.23) и (2.24)

$$\cos(\vec{n} \wedge OX) = \frac{x \cos \alpha}{r+z \operatorname{tg} \alpha} = \frac{\sqrt{(r+z \operatorname{tg} \alpha)^2 - y^2}}{r+z \operatorname{tg} \alpha} \cos \alpha. \quad (2.33)$$

Чтобы найти величину $\cos(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta})$ напишем выражение для векторов \vec{n} и $\vec{\vartheta}$.

С учетом выражений (2.17) – (2.20) и (2.22) единичный вектор \vec{n} может быть найден из выражения

$$\begin{aligned} \vec{n} &= \frac{1}{M} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial \Phi}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial \Phi}{\partial z} \vec{k} \right) = \\ &= \frac{\cos \alpha}{2(r+z \operatorname{tg} \alpha)} [2x \vec{i} + 2y \vec{j} - 2(r+z \operatorname{tg} \alpha) \vec{k} \cdot \operatorname{tg} \alpha] = \\ &= \frac{x \cos \alpha}{r+z \operatorname{tg} \alpha} \vec{i} + \frac{y \cos \alpha}{r+z \operatorname{tg} \alpha} \vec{j} - \sin \alpha \vec{k}. \end{aligned} \quad (2.34)$$

Вектор окружной скорости резца равен

$$\vec{\vartheta} = \vartheta (\sin \alpha_p \cdot \vec{i} - \cos \alpha_p \cdot \vec{k}). \quad (2.35)$$

Находим скалярное произведение векторов из выражений (2.34) и (2.35)

$$\vec{n} \cdot \vec{\vartheta} = \vartheta \cos(\vec{n} \wedge OX) = \vartheta \left(\frac{x \cos \alpha \sin \alpha_p}{r+z \operatorname{tg} \alpha} + \sin \alpha \cos \alpha_p \right). \quad (2.36)$$

Откуда

$$\cos(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta}) = \frac{x \cos \alpha \cdot \sin \alpha_p}{r+z \operatorname{tg} \alpha} + \sin \alpha \cdot \cos \alpha_p. \quad (2.37)$$

Подставляем значения косинуса (2.33) и (2.37) в интеграл (2.32)

$$\begin{aligned} \frac{E_{\text{пр}}}{2} &= \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \iint_D \left(\frac{x \cos \alpha \cdot \sin \alpha_p}{r+z \operatorname{tg} \alpha} + \sin \alpha \cdot \cos \alpha_p \right)^3 \cdot \frac{(r+z \operatorname{tg} \alpha)}{x \cos \alpha} dzdy = \\ &= \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \cdot J_p, \end{aligned} \quad (2.38)$$

где

$$\begin{aligned} J_p &= \iint_D \left(\frac{x \cos \alpha}{r+z \operatorname{tg} \alpha} \sin \alpha_p + \sin \alpha \cdot \cos \alpha_p \right)^3 \cdot \frac{(r+z \operatorname{tg} \alpha)}{x \cos \alpha} dzdy = \\ &= \cos^2 \alpha \cdot \sin^2 \alpha_p \cdot J_{p1} + 3 \cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \sin^2 \alpha_p \cdot \cos \alpha_p \cdot J_{p2} + \\ &\quad + 3 \sin^2 \alpha \cdot \sin \alpha_p \cdot \cos^2 \alpha_p \cdot J_{p3} + \frac{\sin^3 \alpha \cdot \cos^3 \alpha_p}{\cos \alpha} \cdot J_{p4}, \end{aligned} \quad (2.39)$$

где

$$\begin{aligned} J_{p1} &= \iint_D \frac{x^2 dzdy}{(r+z \operatorname{tg} \alpha)^2}, \quad J_{p2} = \iint_D \frac{x dzdy}{r+z \operatorname{tg} \alpha}, \\ J_{p3} &= \iint_D dzdy, \quad J_{p4} = \iint_D \frac{(r+z \operatorname{tg} \alpha) dzdy}{x}. \end{aligned} \quad (2.40)$$

Вычислим эти интегралы, имея в виду, что $x = \sqrt{(r+z \operatorname{tg} \alpha)^2 - y^2}$

$$J_{p1} = \iint_D \frac{x^2 dzdy}{(r+z \operatorname{tg} \alpha)^2} = \iint_D dzdy + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \iint_{y_1}^{y_2} \frac{y^2 dy}{r+z \operatorname{tg} \alpha} \Big|_{z_1}^{z_2}, \quad (2.41)$$

где

$$z_1 = (y-r) \operatorname{ctg} \alpha; \quad z_2 = h + (y-r) \operatorname{ctg} \alpha; \quad y_1 = r; \quad y_2 = R;$$

$$\iint_D dzdy = S_0 = h(R-r), \quad (2.42)$$

где S_0 – площадь области интегрирования D 1234.

Продолжим вычисление интеграла J_{p1}

$$J_{p1} = S_0 + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \int_r^R \left(\frac{y^2}{h \cdot \operatorname{tg} \alpha + y - r + r} - \frac{y^2}{y - r + r} \right) dy = \operatorname{tg} \alpha h^2 \ln \left(\frac{R + h \operatorname{tg} \alpha}{r + h \operatorname{tg} \alpha} \right). \quad (2.43)$$

Вычислим интеграл J_{p2} , применяя зависимость, изложенную в [36]:

$$\int \frac{\sqrt{x^2 - a^2}}{x} dx = \sqrt{x^2 - a^2} - a \cdot \arccos \left| \frac{a}{x} \right|.$$

$$J_{p2} = \iint_D \frac{xdydz}{\sqrt{r+z \operatorname{tg}\alpha}} = \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha} \int_{y_1}^{y_2} \left[\sqrt{(y + h \operatorname{tg}\alpha)^2 - y^2} - 0 + y \cdot 0 - \right. \\ \left. - y \arccos \frac{y}{y+h \operatorname{tg}\alpha} \right] dy = \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha} \int_{y_1}^{y_2} \left[\sqrt{(y + h \operatorname{tg}\alpha)^2 - y^2} - \right. \\ \left. - y \arccos \frac{y}{y+h \operatorname{tg}\alpha} \right] dy. \quad (2.44)$$

Поскольку значение аргумента $y/(y + h \operatorname{ctg}\alpha)$ – величина, близкая к единице, то справедлива приближенная зависимость: $\arccos x = \sqrt{2(1-x)}$.

Отсюда следует

$$\arccos \frac{y}{y+h \operatorname{tg}\alpha} = \sqrt{2 \left(1 - \frac{y}{y+h \operatorname{tg}\alpha} \right)} = \sqrt{2 \cdot \frac{y}{y+h \operatorname{tg}\alpha}}. \quad (2.45)$$

Продолжим вычисление интеграла J_{p2} , для чего выражение (2.45) поставим в зависимость (2.44)

$$J_{p2} = \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha} \int_{y_1}^{y_2} \left[\sqrt{h \operatorname{tg}\alpha (h \operatorname{tg}\alpha + 2y)} - y \sqrt{\frac{2h \operatorname{tg}\alpha}{y + h \operatorname{tg}\alpha}} \right] dy = \\ = \sqrt{\frac{2h}{\operatorname{tg}\alpha}} \left\{ \frac{2}{3} [(R + 0,5h \operatorname{tg}\alpha)^{1,5} - (r + 0,5h \operatorname{tg}\alpha)^{1,5}] - \right. \\ \left. - 2 \left[R(R + 0,5h \operatorname{tg}\alpha)^{\frac{1}{2}} - r(r + 0,5h \operatorname{tg}\alpha)^{\frac{1}{2}} \right] + \right. \\ \left. + \frac{4}{3} [(R + 0,5h \operatorname{tg}\alpha)^{1,5} - (r + h \operatorname{tg}\alpha)^{1,5}] \right\}. \quad (2.46)$$

Аналогично вычисляем интегралы J_{p3} и J_{p4} :

$$J_{p3} = h(R - r); \quad (2.47)$$

$$J_{p4} = \frac{h^{1,5} \cdot \operatorname{tg}^{1,5} \alpha \cdot 2^{1,5}}{6 \operatorname{tg}^2 \alpha h} [(R + 0,5h \cdot \operatorname{tg}\alpha)^{1,5} - (r + 0,5h \cdot \operatorname{tg}\alpha)^{1,5}] / \cos \alpha = \\ = \frac{1}{3} \sqrt{\frac{2h}{\operatorname{tg}\alpha}} [(R + 0,5h \cdot \operatorname{tg}\alpha)^{1,5} - (r + 0,5h \cdot \operatorname{tg}\alpha)^{1,5}] / \cos \alpha. \quad (2.48)$$

Из выражения (2.38) находим сопротивление резанию для усеченного конуса:

$$E_{\text{пр}} = \frac{2\gamma_0\vartheta^2}{\varepsilon} \cdot J_p. \quad (2.49)$$

Функция J_p определяется из выражения (2.39) с учетом интегралов J_{p1} , J_{p2} , J_{p3} , J_{p4} исходя из зависимостей (2.43), (2.46), (2.47), (2.48).

Однако из-за громоздкости выражения интеграла J_{p2} выражение для $E_{\text{пр}}$ получится также достаточно сложным. Учитывая, что величина $h \operatorname{tg} \alpha$ мала по сравнению с R или r , применим с целью упрощения приближенное выражение:

$$(R + \delta)^n = R^n + nR^{n-1} \cdot \delta, \quad (2.50)$$

где

$$\delta = h \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.51)$$

Получаем

$$\begin{aligned} J_{p2} / \sqrt{\frac{h}{\operatorname{tg} \alpha}} &= \frac{2}{3} [R^{1,5} + 1,5R^{0,5} \cdot 0,5\delta - r^{1,5} - 1,5r^{0,5} \cdot 0,5\delta] - \\ &- 2[R(R^{0,5} + 0,5R^{-0,5} \cdot \delta) - r(Rr^{0,5} + 0,5r^{-0,5} \cdot \delta)] + \\ &+ \frac{4}{3} [R^{1,5} + 1,5R^{0,5} \cdot \delta - r^{1,5} - 1,5r^{0,5} \cdot \delta] = \\ &= \frac{3}{2} \delta (R^{0,5} - r^{0,5}). \end{aligned} \quad (2.52)$$

Откуда

$$J_{p2} = \sqrt{\frac{h}{\operatorname{tg} \alpha}} \cdot \frac{3}{2} \delta (R^{0,5} - r^{0,5}) = \frac{3}{2} \sqrt{\operatorname{tg} \alpha} h^{1,5} (R^{0,5} - r^{0,5}). \quad (2.53)$$

Полученная графическая зависимость функции J_p от толщины стружки и угла резания приведена на рисунке 2.9. Данная функция зависит от геометрических параметров резца и стружки грунта.

Наибольшие значения функция J_p принимает при значении угла резания $(30 - 50)^\circ$. Толщина стружки также оказывает существенное влияние на

значение функции. Зависимость принимает максимальное значение в данном интервале при толщине стружки 5 мм и величине угла резания 40° [7, 72].

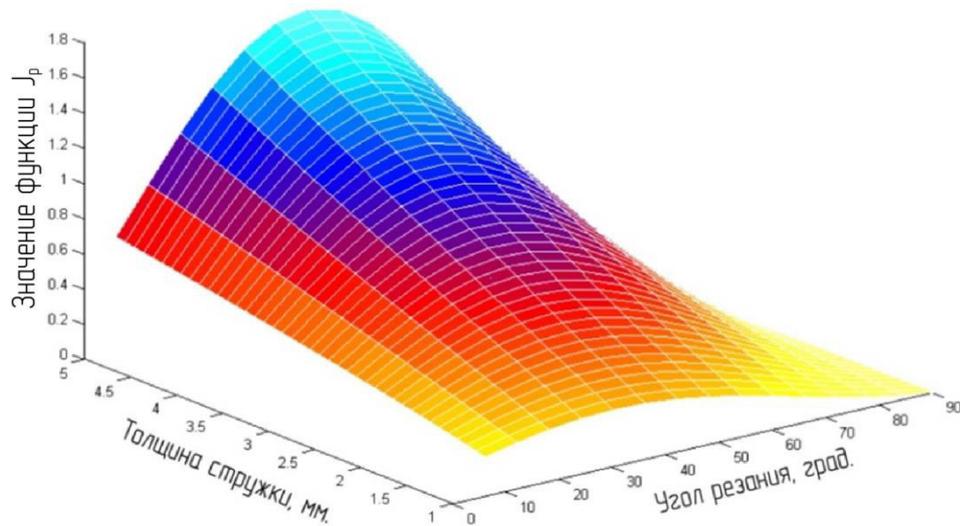


Рисунок 2.9 – Зависимость функции J_p от толщины стружки и угла резания

Подставляя выражение (2.39) в зависимость (2.49) с учетом интегралов (2.43), (2.47), (2.48), (2.53), имеем

$$\begin{aligned}
 E_{\text{пр}} = & \frac{2 \gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \left\{ \left[\text{tg} \alpha \cdot h^2 \ln \frac{R + h \text{tg} \alpha}{r + h \text{tg} \alpha} \right] \cdot \cos^2 \alpha \cdot \sin^3 \alpha_p + \right. \\
 & + \sqrt{\frac{h}{\text{tg} \alpha}} (R^{0,5} - r^{0,5}) \cdot 3 \cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \sin^2 \alpha_p \cdot \cos \alpha_p + [h(R - r)] \times \\
 & \times 3 \sin^2 \alpha \cdot \sin \alpha_p \cdot \cos^2 \alpha_p + \frac{1}{3} \sqrt{\frac{h}{\text{tg} \alpha}} [(R + 0,5h \text{tg} \alpha)^{1,5} - \\
 & \left. - (r + 0,5h \text{tg} \alpha)^{1,5}] \frac{\sin^2 \alpha \cdot \cos^3 \alpha_p}{\cos^2 \alpha} \right\}. \quad (2.54)
 \end{aligned}$$

Для конических частей резца полное сопротивление резанию составит:

$$\begin{aligned}
 E_{\text{пр}} = & \frac{2 \gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \sum_{i=1}^3 \left\{ \left[h(R_i - R_{i+1})(1 - \text{tg} \alpha_i) + \frac{h^2}{\text{tg} \alpha_i} \ln \frac{R_i + h \text{tg} \alpha_i}{R_{i+1} + h \text{tg} \alpha_i} \right] \times \right. \\
 & \times \cos^2 \alpha_i \sin^3 \alpha_p + \sqrt{\frac{h}{\text{tg} \alpha_i}} (R_i^{0,5} + R_{i+1}^{0,5}) \cos \alpha_i \cdot \sin \alpha_i \cdot \sin^2 \alpha_p \cdot \cos \alpha_p +
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& +3h(R_i - R_{i+1})\sin^2\alpha_i \cdot \sin\alpha_p \cdot \cos\alpha_p + \frac{1}{3} \sqrt{\frac{h}{\operatorname{tg}\alpha_i}} [(R_i + 0,5h\operatorname{tg}\alpha_i)^{1,5} - \\
& - (R_{i+1} + 0,5h\operatorname{tg}\alpha_i)^{1,5}] \frac{\sin^3\alpha_i \cdot \cos^3\alpha_p}{\cos^2\alpha_i} \}. \quad (2.55)
\end{aligned}$$

С учетом полученных результатов можно вычислить проекции силы сопротивления резанию грунта резами на оси OZ и OX (рисунок 2.8).

По аналогии с выражениями (2.29) – (2.32) имеем:

$$\begin{aligned}
\frac{E_{pz}}{2} &= \iint_D P \frac{dz \cdot dy}{\cos(\vec{n} \wedge OX)} \cdot \cos(\vec{n} \wedge OZ) = \\
&= \frac{\gamma_0}{\varepsilon} \iint_D \frac{\vartheta^2 \cdot \cos^2(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta}) \cos(\vec{n} \wedge OZ)}{\cos(\vec{n} \wedge OX)} \cdot dzdy \sin\alpha = \frac{\gamma_0}{\varepsilon} J_{pz}, \quad (2.56)
\end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}
J_{pz} &= \sin\alpha \iint_D \left[\frac{x \cos\alpha \sin^2\alpha_p}{r + z \operatorname{tg}\alpha} + 2\sin\alpha_p \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha_p + \right. \\
&\quad \left. + \sin^2\alpha \cdot \cos^2\alpha_p \cdot \frac{r+z \operatorname{tg}\alpha}{x \cos\alpha} \right] dzdy = \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon}. \quad (2.57)
\end{aligned}$$

С учетом выражений (2.47), (2.48), (2.53) находим

$$\begin{aligned}
J_{pz} &= \sin\alpha (\cos\alpha \cdot \sin^2\alpha_p \cdot J_{p2} + 2\sin\alpha_p \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha_p + \\
&\quad + \sin^2\alpha \cdot \cos^2\alpha_p \cdot J_{p4}). \quad (2.58)
\end{aligned}$$

Откуда

$$E_{pz} = \frac{2\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \cdot J_{pz}. \quad (2.59)$$

Проекция силы резания на ось OX

$$\frac{E_{px}}{2} = \iint_D P \frac{dy \cdot dz}{\cos(\vec{n} \wedge OX)} \cdot \cos(\vec{n} \wedge OX) dydz = \iint_D P dydz.$$

По аналогии с выражениями (2.29) – (2.32) имеем:

$$E_{px} = \iint_D \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \cos^2(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta}) =$$

$$= \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \iint_D \left(\frac{x \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha_p}{r+z \operatorname{tg} \alpha} + \sin \alpha \cdot \cos \alpha_p \right)^2 dz dy = \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} J_{px}, \quad (2.60)$$

где

$$J_{px} = \iint_D \left[\frac{x^2 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \sin^2 \alpha}{(r+z \operatorname{tg} \alpha)^2} + \frac{2x \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha_p}{r+z \operatorname{tg} \alpha} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha_p + \sin^2 \alpha \times \right. \\ \left. \times \cos^2 \alpha_p \right] dz dy = \cos^2 \alpha \cdot \sin^2 \alpha_p \cdot J_{p1} + \sin 2\alpha \cdot \cos \alpha_p \cdot \sin \alpha_p \cdot J_{p2} + \\ + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \alpha_p \cdot J_{p3}. \quad (2.61)$$

Откуда

$$E_{px} = \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \cdot J_{px}. \quad (2.62)$$

Интегралы J_{p1} , J_{p2} , J_{p3} , J_{p4} вычисляются по зависимостям (2.43), (2.47), (2.48) и (2.53). Как видно из полученных зависимостей, сила сопротивления резанию зависит от физико-механических свойств грунта, скорости резания и геометрии резца.

2.1.3 Определение силы сопротивления при взаимодействии конической поверхности передних резцов с грунтом

В процессе резания разработанный грунт может накапливаться на передней поверхности резца. Грунт оказывает воздействие на переднюю поверхность резца, создавая дополнительную силу сопротивления резанию, которая имеет нормальную и тангенциальную составляющие. На рисунке 2.10 приведена расчетная схема для определения нормальной составляющей силы резания конической поверхностью резца.

Вычислим интегралы J_{d1} , J_{d2} , J_{d3} , J_{d4} в области интегрирования D_2 , определяемые выражениями (2.40)

$$y_1 = 0, \quad y_2 = r + z \operatorname{tg} \alpha, \quad z_1 = 0, \quad z_2 = (R - r) \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.63)$$

$$J_{d1} = \iint_{D_2} dy dz - \iint_{D_2} \frac{y^2 dy}{(r + z \operatorname{tg} \alpha)^2} = \frac{(R + r)(R - r)}{2} \operatorname{ctg} \alpha -$$

$$- \int_{z_1}^{z_2} \frac{dz}{(r + z \operatorname{tg} \alpha)^2} \int_{y_1}^{y_2} y^2 dy = \frac{(R^2 - r^2)}{3} \operatorname{ctg} \alpha ; \quad (2.64)$$

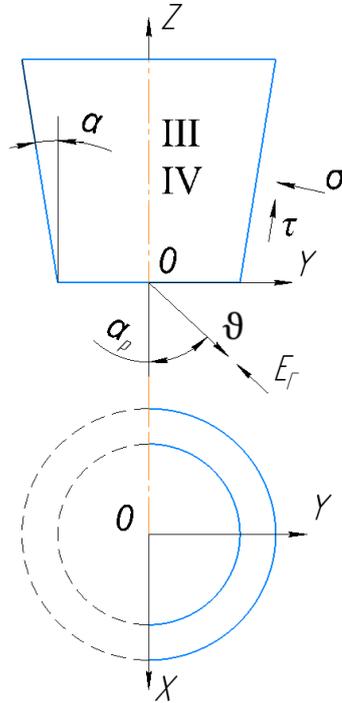


Рисунок 2.10 – Расчетная схема определения силы сопротивления резанию частью резца в виде усеченного конуса

$$\begin{aligned} J_{д2} &= \iint_{D_2} \frac{x dy dz}{(r + z \operatorname{tg} \alpha)} = \iint_{D_2} \frac{\sqrt{(r + z \operatorname{tg} \alpha)^2 - y^2}}{(r + z \operatorname{tg} \alpha)} dy dz = \\ &= \int_{z_1}^{z_2} \frac{dz}{r + z \operatorname{tg} \alpha} \cdot \left[\frac{(r + z \operatorname{tg} \alpha)^2}{2} \cdot \frac{\pi}{2} + 0 - 0 - 0 \right] = \frac{\pi}{8} (R^2 - r^2) \operatorname{ctg} \alpha ; \end{aligned} \quad (2.65)$$

$$J_{д3} = \iint_{D_2} dy dz = \frac{(R + r)}{2} (R - r) \operatorname{ctg} \alpha = \frac{(R^2 - r^2)}{2} \operatorname{ctg} \alpha ; \quad (2.66)$$

$$J_{д4} = \iint_{D_2} \frac{(r + z \operatorname{tg} \alpha)}{x} dy dz = \iint_{D_2} \frac{(r + z \operatorname{tg} \alpha)}{(r + z \operatorname{tg} \alpha)^2 - y^2} dy dz. \quad (2.67)$$

Учитывая, что

$$\int \frac{dy}{\sqrt{a^2 - y^2}} = \operatorname{arcsin} \frac{y}{a}, \quad (2.68)$$

выражение (2.67) принимает вид

$$\begin{aligned}
 J_{д4} &= \iint_{z_1}^{z_2} (r + zt g \alpha) dz \arcsin \frac{y}{r + zt g \alpha} \Big|_0^{r+ztg\alpha} = \\
 &= \iint_{z_1}^{z_2} (r + zt g \alpha) dz (\arcsin 1 - \arcsin 0) = \frac{\pi (r + zt g \alpha)^2}{2 \cdot 2tg\alpha} \Big|_0^{(R-r)ctg\alpha} = \\
 &= \frac{\pi}{4} (R^2 - r^2) ctg\alpha . \tag{2.69}
 \end{aligned}$$

Из зависимости (2.39) находим

$$\begin{aligned}
 J_{k\sigma} &= \cos^2 \alpha \sin^3 \alpha_p \cdot \frac{(R^2 - r^2)}{3} ctg\alpha + \frac{3}{4} \sin 2\alpha \cdot \sin 2\alpha_p \cdot \sin \alpha_p \cdot \frac{\pi}{8} (R^2 - r^2) ctg\alpha + \\
 &+ \frac{3}{2} \sin \alpha \cdot \cos \alpha_p \cdot \sin 2\alpha_p \frac{(R^2 - r^2)}{2} ctg\alpha + \frac{\sin^3 \alpha \cos^3 \alpha_p}{\cos \alpha} \cdot \frac{\pi}{4} (R^2 - r^2) ctg\alpha = \\
 &= (R^2 - r^2) ctg\alpha \left(\frac{\cos^2 \alpha \cdot \sin^3 \alpha_p}{3} + \frac{3\pi}{32} \sin 2\alpha \cdot \sin 2\alpha_p \times \right. \\
 &\quad \left. \times \sin \alpha_p + \frac{3}{4} \sin \alpha \cdot \cos \alpha_p \cdot \sin 2\alpha_p + \frac{\pi \sin^3 \alpha \cdot \cos^3 \alpha_p}{4 \cos \alpha} \right). \tag{2.70}
 \end{aligned}$$

Тогда по аналогии с зависимостью (2.62) найдем нормальную составляющую силы сопротивления разработки грунта

$$E_{г\sigma} = \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \cdot J_{k\sigma} .$$

Теперь определим тангенциальную составляющую дополнительной силы сопротивления.

Схема напряжений, действующих на лобовую поверхность части резца в виде усеченного конуса, показана на рисунке 2.10. Предположим, что силы трения, возникающие при резании грунта, направлены по образующим усеченного конуса.

По аналогии с зависимостью (2.32) можно записать

$$\frac{E_{г\tau}}{2} = \iint \frac{\gamma_0}{\varepsilon} \cdot \vartheta^2 \cdot \cos^2(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta}) \frac{ds}{\sin(\vec{\tau} \wedge OZ)} \cdot \mu_0 \cos(\vec{\tau} \wedge \vec{\vartheta}), \tag{2.71}$$

где $\sin(\vec{\tau} \wedge OZ)$ – синус угла между осью OZ и вектором касательного напряжения τ ; $\cos(\vec{\tau} \wedge \vec{\vartheta})$ – косинус угла между векторами касательного напряжения τ и скоростью движения резца.

При расчете переходим к полярной системе координат. Тогда

$$ds = \rho d\rho d\varphi. \quad (2.72)$$

Очевидно, что

$$\sin(\vec{\tau} \wedge OZ) = \sin\alpha. \quad (2.73)$$

Из выражения (2.37) имеем

$$\cos(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta}) = \frac{x \cos\alpha \cdot \sin\alpha_p}{r+z \operatorname{tg}\alpha} + \sin\alpha \cdot \cos\alpha_p, \quad (2.74)$$

где

$$x = \rho \cos\varphi; \quad r + z \operatorname{tg}\alpha = \rho, \quad (2.75)$$

откуда

$$\begin{aligned} \cos(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta}) &= \frac{\rho \cos\varphi \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha_p}{\rho} + \sin\alpha \cdot \cos\alpha_p = \\ &= \cos\varphi \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha_p + \sin\alpha \cdot \cos\alpha_p. \end{aligned}$$

Пропорциональность вектора $\vec{\tau}$ определяется следующим выражением

$$\vec{\tau} \sim (R - r) \cos\varphi \vec{i} + (R - r) \sin\varphi \vec{j} + (R - r) \operatorname{ctg}\varphi \vec{k}; \quad (2.76)$$

$$\vec{\tau} \sim \cos\varphi \vec{i} + \sin\varphi \vec{j} + \operatorname{ctg}\varphi \vec{k}. \quad (2.77)$$

Единичный вектор, пропорциональный $\vec{\tau}$, может быть определен по выражению

$$\begin{aligned} \frac{\vec{\tau}}{\tau} &= \frac{\cos\varphi \vec{i} + \sin\varphi \vec{j} + \operatorname{ctg}\varphi \vec{k}}{\sqrt{\cos\varphi \vec{i} + \sin\varphi \vec{j} + \operatorname{ctg}\varphi \vec{k}}} = (\cos\varphi \vec{i} + \sin\varphi \vec{j} + \operatorname{ctg}\varphi \vec{k}) \sin\alpha = \\ &= \cos\varphi \cdot \sin\alpha \vec{i} + \sin\varphi \cdot \sin\alpha \vec{j} + \cos\alpha \vec{k}. \end{aligned} \quad (2.78)$$

Из (2.78) следует

$$\frac{\vec{\vartheta}}{\vartheta} = \sin\alpha_p \cdot \vec{i} - \cos\alpha_p \cdot \vec{k}. \quad (2.79)$$

Тогда из (2.78) и (2.79) можно записать

$$\cos(\vec{\tau} \wedge \vec{\vartheta}) = \sin\alpha_p \cdot \sin\alpha \cdot \cos\varphi - \cos\alpha \cdot \cos\alpha_p. \quad (2.80)$$

Подставляя величины (2.72), (2.73), (2.76), (2.79) в интеграл (2.71), получим

$$\frac{E_{\Gamma\tau}}{2} = \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \cdot \frac{\mu_0}{\sin\alpha} \cdot J_{k\tau}, \quad (2.81)$$

где

$$\begin{aligned}
 J_{k\tau} &= \iint \cos^2(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta}) \cos(\vec{\tau} \wedge \vec{\vartheta}) \rho d\rho d\varphi = \\
 &= \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_r^R (\cos\varphi \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha_p + \sin\alpha \cdot \cos\alpha_p)^2 (\sin\alpha_p \cdot \sin\alpha \cdot \cos\varphi - \\
 &\quad - \cos\alpha \cdot \cos\alpha_p) \rho d\rho d\varphi = \frac{(R^2 - r^2)}{2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} [(\cos^2\varphi \cdot \cos^2\alpha \cdot \sin^2\alpha_p + \\
 &\quad + \frac{1}{2} \sin 2\alpha \cdot \sin 2\alpha_p \cdot \cos\varphi + \sin^2\alpha \cdot \cos^2\alpha_p) \times \\
 &\quad \times (\sin\alpha_p \cdot \sin\alpha \cdot \cos\varphi - \cos\alpha \cdot \cos\alpha_p)] d\varphi.
 \end{aligned} \tag{2.82}$$

Учитывая, что

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^3\varphi d\varphi = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos\varphi (1 - \sin^2\varphi) d\varphi = \left(\sin\varphi - \frac{\sin^3\varphi}{3} \right) \Big|_0^{\frac{\pi}{2}} = \frac{2}{3}; \tag{2.83}$$

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2\varphi d\varphi = \frac{\pi}{4}; \tag{2.84}$$

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos\varphi d\varphi = \sin\varphi \Big|_0^{\frac{\pi}{2}} = 1. \tag{2.85}$$

Находим

$$\begin{aligned}
 J_{k\tau} &= \frac{(R^2 - r^2)}{2} \cdot \frac{2}{3} \cos^2\alpha \cdot \sin^2\alpha_p \cdot \sin\alpha_p \cdot \sin\alpha + \\
 &\quad + \frac{(R^2 - r^2)}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \sin 2\alpha \cdot \sin 2\alpha_p \cdot \sin\alpha_p \cdot \sin\alpha + \\
 &\quad + \frac{(R^2 - r^2)}{2} \cdot 1 \cdot \sin^2\alpha \cdot \cos^2\alpha_p \cdot \sin\alpha_p \cdot \sin\alpha - \\
 &\quad - \frac{(R^2 - r^2)}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cos\alpha \cdot \cos\alpha_p \cdot \cos^2\alpha \cdot \sin^2\alpha_p - \\
 &\quad - \frac{(R^2 - r^2)}{2} \cdot \frac{1}{2} \cos\alpha \cdot \cos\alpha_p \cdot \sin 2\alpha \cdot \sin 2\alpha_p \cdot 1 -
 \end{aligned}$$

$$-\frac{(R^2-r^2)}{2} \cdot \cos\alpha \cdot \cos\alpha_p \cdot \sin^2\alpha \cdot \cos^2\alpha_p \cdot \frac{\pi}{2}. \quad (2.86)$$

Как видно из (2.86) тангенциальная составляющая силы сопротивления, действующая на коническую поверхность резца, зависит от его геометрических параметров и угла резания.

2.1.4 Определение силы сопротивления при взаимодействии цилиндрической поверхности передних резцов с грунтом

Расчетная схема напряжений, действующих на цилиндрическую часть резца, приведена на рисунке 2.11.

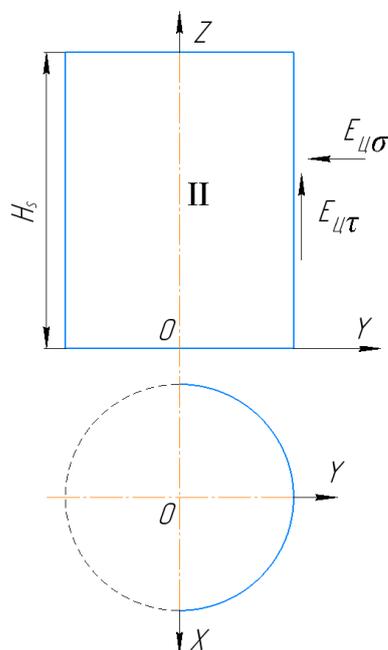


Рисунок 2.11 – Расчетная схема определения сил, действующих на цилиндрическую часть резца

Вычислим интеграл (2.12) в области интегрирования D_3 , определяемой выражениями

$$y_1 = 0; \quad y_2 = r; \quad z_1 = 0; \quad z_2 = H_s. \quad (2.87)$$

Полагаем в выражении (2.38) $\alpha = 0$. Тогда

$$\frac{E_{ц\sigma}}{2} = \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \iint_{D_3} \frac{(x \sin\alpha_p)^3}{r^3} \cdot \frac{r}{x} dydz = \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \iint_{D_3} \frac{x^2 \sin^3\alpha_p}{r^2} dydz =$$

$$= \frac{\gamma_0 \vartheta^2 \sin^3 \alpha_p}{\varepsilon r^2} \iint_{D_3} x^2 dydz. \quad (2.88)$$

Из выражения (2.23), полагая в нем $\alpha = 0$, находим

$$x^2 = r^2 - y^2. \quad (2.89)$$

$$\begin{aligned} \frac{E_{ц\sigma}}{2} &= \frac{\gamma_0 \vartheta^2 \sin^3 \alpha_p}{\varepsilon r^2} \int_0^{H_s} dz \int_0^r (r^2 - y^2) dy = \\ &= \frac{\gamma_0 \vartheta^2 \sin^3 \alpha_p}{\varepsilon r^2} \cdot H_s \left(r^2 y - \frac{y^3}{3} \right) \Big|_0^r = \frac{\gamma_0 \vartheta^2 \sin^3 \alpha_p}{\varepsilon} \cdot \frac{2}{3} H_s \cdot r. \end{aligned} \quad (2.90)$$

Определим тангенциальную составляющую дополнительной силы сопротивления цилиндрической поверхности резца.

$$\begin{aligned} \frac{E_{ц\tau}}{2} &= \iint_{D_3} P \mu_0 \cos \alpha_p \frac{dydz}{\cos(\vec{n} \wedge OX)} = \iint_{D_3} \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \cdot \frac{\cos^2(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta})}{\cos(\vec{n} \wedge OX)} \cdot \mu_0 \cos \alpha_p dydz = \\ &= \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \mu_0 \cos \alpha_p \iint_{D_3} \left(\frac{x \cos \alpha}{r + z \operatorname{tg} \alpha} + \sin \alpha \cdot \cos \alpha_p \right)^2 \cdot \frac{r + z \operatorname{tg} \alpha}{x \cos \alpha} dydz. \end{aligned} \quad (2.91)$$

Для цилиндра $\alpha = 0$, поэтому

$$\begin{aligned} \frac{E_{ц\tau}}{2} &= \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \mu_0 \cos \alpha_p \iint_{D_3} \frac{x^2}{r^2} \cdot \frac{r}{x} dydz = \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \mu_0 \cos \alpha_p \iint_{D_3} \frac{x}{r} dydz = \\ &= \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \mu_0 \cos \alpha_p \cdot J_{\text{тр}}. \end{aligned} \quad (2.92)$$

$$\begin{aligned} J_{\text{тр}} &= \iint_{D_3} \frac{\sqrt{r^2 - y^2}}{r} dydz = \frac{1}{2} \int_0^{H_s} dz \int_0^r \sqrt{r^2 - y^2} dy = \\ &= \frac{1}{r} \cdot H_s \left(\frac{r^2}{2} \arcsin \frac{y}{r} + \frac{y}{2} \sqrt{r^2 - y^2} \right) \Big|_0^r = \frac{H_s}{r} \cdot \left(\frac{r^2}{2} \cdot \frac{\pi}{2} \right) = \frac{\pi}{4} \cdot H_s \cdot r. \end{aligned} \quad (2.93)$$

Окончательно имеем

$$\frac{E_{ц\tau}}{2} = \frac{\gamma_0 \vartheta^2}{\varepsilon} \mu_0 \cos \alpha_p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot H_s \cdot r. \quad (2.94)$$

Сила, действующая на усеченную коническую часть резца, определяется зависимостями (2.59), (2.62), (2.81). Сила, действующая на

цилиндрическую часть резца, определяется суммой сил из зависимостей (2.90) и (2.94). Если же резец состоит из нескольких усеченных конических и цилиндрических частей, то применяя вышеупомянутые зависимости, находим сопротивления для всех частей резца и полученные результаты суммируем. В результате для полного сопротивления резанию получим формулу, имеющую следующий вид:

$$E_{\Sigma} = \frac{\gamma_0 \cdot \theta^2}{\varepsilon} \cdot F_1, \quad (2.95)$$

где F_1 – функция, зависящая от геометрических параметров резца.

2.1.5. Определение крутящего момента

силы сопротивления, действующего на передние резцы

Схема расстановки резцов на фрезерной головке приведена на рисунке 2.12. Передние резцы расположены таким образом, чтобы обеспечивать разрушение грунта во фронтальной плоскости во время вращения фрезерной головки.

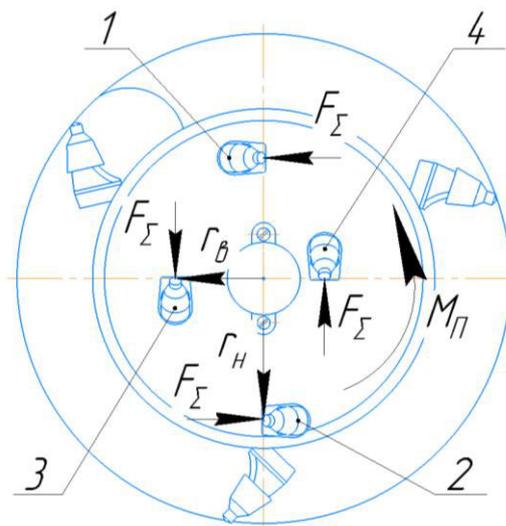


Рисунок 2.12 – Расположение передних резцов на фрезерной головке
(1, 2 – наружные резцы, 3, 4 – внутренние резцы)

При этом каждый из резцов перекрывает только свой сектор, не затрагивая секторы резания соседних резцов. В связи с тем, что разница в радиусе установки попарно 1 и 2, а так же 3 и 4 резцов достаточно мала, то можно обозначить наружные и внутренние резцы следующим образом [68,

69]. Наружными резцами будут называться 1 и 2 резец, а радиус их установки r_H , будет равен среднему арифметическому радиусов их установки. Соответственно назовем пару резцов 3 и 4 внутренними и обозначим радиус их установки r_B .

При определении крутящих моментов сопротивления необходимо учитывать тот факт, что резец может вращаться в резцедержателе вокруг своей оси. Это исключает возникновение дополнительных сил сопротивления, вызванных статичным положением резца, что дает возможность перейти от сил сопротивления резанию к крутящим моментам без учета других сил. Крутящий момент силы сопротивления, действующий на передние резцы, можно найти из зависимости:

$$M_{\Pi} = 2 \cdot \left(\frac{\gamma_0 \cdot \vartheta_H^2}{\varepsilon} \cdot F_1 \cdot r_H + \frac{\gamma_0 \cdot \vartheta_B^2}{\varepsilon} \cdot F_1 \cdot r_B \right), \quad (2.96)$$

где ϑ_H , ϑ_B , r_H , r_B , – скорости и радиусы вращения наружных и внутренних резцов.

Так как $r_H = 2 \cdot r_B$, то их линейная скорость будет определяться следующими зависимостями:

$$\vartheta_B = \vartheta_H / 2, \quad (2.97)$$

$$\vartheta_H = \omega \cdot r_H; \quad \vartheta_B = \frac{\omega \cdot r_H}{2}. \quad (2.98)$$

С учетом зависимостей (2.97) и (2.98) имеем:

$$M_{\Pi} = 2 \cdot \frac{\gamma_0}{\varepsilon} \cdot F_1 \cdot \omega^2 \left(r_H^3 + \frac{r_H^2}{4} \cdot \frac{r_H}{2} \right) = \frac{9}{4} \cdot \frac{\gamma_0}{\varepsilon} \cdot F_1 \cdot \omega^2 \cdot r_H^3. \quad (2.99)$$

Мощность равна произведению крутящего момента (2.99) на угловую скорость. С учетом этого можно записать:

$$N_{\Pi} = \frac{9}{4} \cdot \frac{\gamma_0}{\varepsilon} \cdot F_1 \cdot \omega^3 \cdot r_H^3.$$

По результатам исследований были разработаны программы в ПО Matlab для расчета крутящего момента и мощности, приходящихся на передние резцы от угловой скорости вращения и угла резания [59, 76, 88, 93].

Из рисунков 2.13, 2.14 видно, что имеется значительная зависимость крутящего момента и мощности от угловой скорости и малая зависимость от угла резания. При увеличении угла резания с 45 до 65 градусов мощность и крутящий момент возрастают на 40 %. При увеличении угловой скорости с 4 до 10 рад/с мощность и крутящий момент возрастают в 4,2 раза.

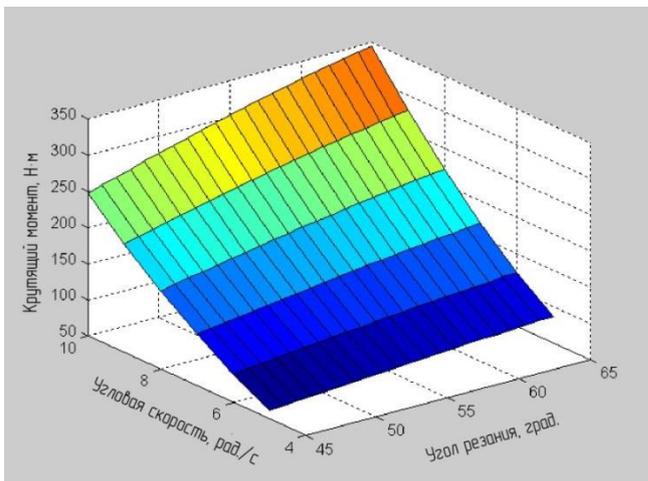


Рисунок 2.13 – Зависимость крутящего момента на передних резцах от угла резания и угловой скорости

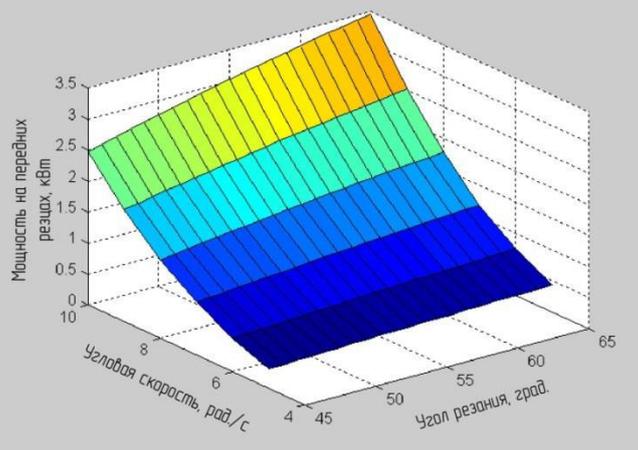


Рисунок 2.14 – Зависимость мощности на передних резцах от угла резания и угловой скорости

Минимальное значение крутящего момента на передних резцах составляет 60 Н·м, а максимальное – 345 Н·м. Минимальное значение мощности составляет 0,6 кВт, а максимальное – 3,5 кВт [70].

2.2 Исследование процесса взаимодействия задних резцов с разрабатываемым грунтом

Силы на резцах возникают как от вращательного, так и от поступательного движения на рабочем органе. Вращательное движение заднего резца можно рассматривать как проникание симметричного конического тела в грунт и использовать для расчета силы сопротивления методику, изложенную в [90]. При этом необходимо иметь в виду, что боковая поверхность резца состоит из конической и цилиндрической частей.

Сопротивление движению резца будем определять отдельно для конической и цилиндрической частей.

2.2.1 Определение момента силы сопротивления при взаимодействии конической поверхности задних резцов с грунтом

Схема для расчета скоростей и сил на заднем резце строится следующим образом (рисунок 2.15):

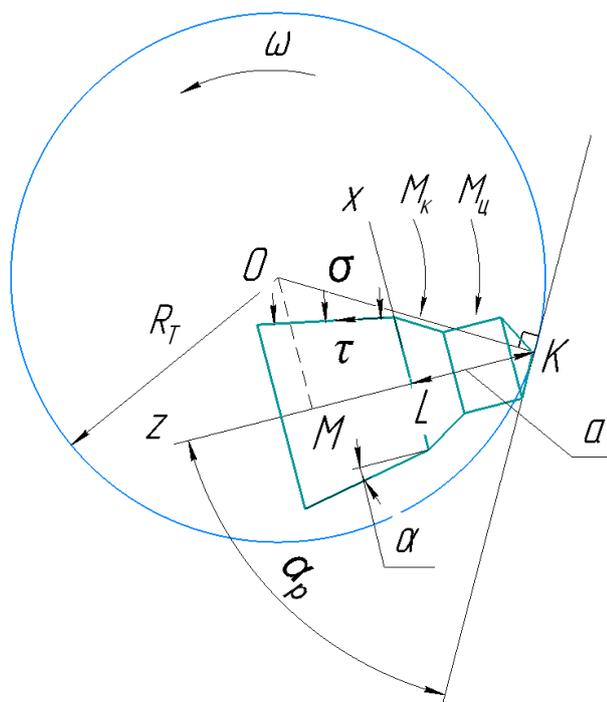


Рисунок 2.15 – Расчетная схема для определения моментов сил в различных точках заднего резца

1. Строим окружность, по которой движется наконечник резца, радиусом $OK = R_T$, где R_T – радиус отверстия после прохода фрезерной головки;
2. Проводим перпендикуляр, касательный к окружности в точке K .
3. Под углом резания α_p к касательной проводим осевую линию конуса и строим контур конуса, $LK = a$, где a – расстояние переднего основания конуса от точки K ;
4. С началом в точке L строим систему координат x, y, z , неподвижно связанную с конусом;
5. Из центра окружности O проводим перпендикуляр OM к осевой линии конуса.

Отметим на боковой поверхности усеченного конуса произвольную точку с координатами (x, y, z) .

Скорость этой точки составит

$$\vec{v} = (MK - LK - z) \cdot \omega \cdot \vec{i} - (OM - x) \cdot \omega \cdot \vec{k}, \quad (2.100)$$

где ω – угловая скорость вращения фрезерной головки; \vec{i}, \vec{k} – единичные векторы.

Учитывая, что

$$MK = R_T \sin \alpha_p, \quad OM = R_T \cos \alpha_p, \quad (2.101)$$

Положим $LK = a$. Тогда из выражения (2.100) следует

$$\vec{v} = (R_T \sin \alpha_p - a - z) \cdot \omega \cdot \vec{i} - (R_T \cos \alpha_p - x) \cdot \omega \cdot \vec{k}. \quad (2.102)$$

Единичный вектор нормали в произвольной точке усеченного конуса определяется зависимостью

$$\vec{n} = \frac{x \cos \alpha}{r + z \operatorname{tg} \alpha} \vec{i} + \frac{y \cos \alpha}{r + z \operatorname{tg} \alpha} \vec{j} - \sin \alpha \vec{k}. \quad (2.103)$$

Находим скалярное произведение векторов \vec{v} и \vec{n} :

$$\begin{aligned} \vec{v} \cdot \vec{n} &= \frac{x \cos \alpha}{r + z \operatorname{tg} \alpha} \cdot (R_T \sin \alpha_p - a - z) \cdot \omega + (R_T \cos \alpha_p - x) \cdot \omega \cdot \sin \alpha = \\ &= v \cos(\vec{v} \wedge \vec{n}). \end{aligned} \quad (2.104)$$

Переходим к полярной системе координат, имея в виду

$$x = \rho \cos \varphi, \quad r + z \operatorname{tg} \alpha = \rho, \quad z = (\rho - r) \operatorname{ctg} \alpha, \quad (2.105)$$

где ρ – полярный радиус.

С учетом соотношений (2.105) выражение (2.104) принимает вид

$$\begin{aligned} v \cos(\vec{v} \wedge \vec{n}) &= \omega \cdot \left[(R_T \sin \alpha_p - a - (\rho - r) \operatorname{ctg} \alpha) \cos \varphi \cdot \cos \alpha + \right. \\ &\quad \left. + (R_T \cos \alpha_p - \rho \cos \varphi) \sin \alpha \right]. \end{aligned} \quad (2.106)$$

Нормальное давление в произвольной точке боковой поверхности усеченного конуса

$$P = \frac{\gamma_0}{\varepsilon} [v \cdot \cos(\vec{v} \wedge \vec{n})]^2. \quad (2.107)$$

С учетом выражения (2.106) находим

$$P = \frac{\gamma_0 \cdot \omega^2}{\varepsilon} \times \\ \times [(R_T \sin \alpha_p - a - (\rho - r) \operatorname{ctg} \alpha) \cos \varphi \cdot \cos \alpha + (R_T \cos \alpha_p - \rho \cos \varphi) \sin \alpha]^2. \quad (2.108)$$

Элементарную нормальную силу на поверхности усеченного конуса найдем из выражения

$$dN_k = \frac{P dS}{\sin \alpha} = \frac{P \rho d\rho d\varphi}{\sin \alpha}, \quad (2.109)$$

где S – площадь взаимодействия грунта с наконечником резца.

Или в векторной форме

$$\vec{dN}_k = dN_{kx} \vec{i} + dN_{ky} \vec{j} + dN_{kz} \vec{k}, \quad (2.110)$$

где

$$dN_{kx} = dN_k \cdot n_x = dN_k \cos \varphi \cdot \cos \alpha; \quad (2.111)$$

$$dN_{ky} = dN_k \cdot n_y = dN_k \sin \varphi \cdot \cos \alpha; \quad (2.112)$$

$$dN_{kz} = dN_k \cdot n_z = dN_k \sin \alpha, \quad (2.113)$$

где n_x, n_y, n_z – проекции единичного вектора \vec{n} .

Элементарный момент от сил нормального давления

$$dM_{k\sigma} = dN_{kx} \cdot (MK - LK - z) + dN_{kz} (OM - x) = \\ = dN_{kx} \cdot (R_T \sin \alpha - a - (\rho - r) \operatorname{ctg} \alpha) + dN_{kz} \cdot (R_T \cos \alpha - \rho \cos \varphi). \quad (2.114)$$

С учетом выражений (2.111) – (2.113) из зависимости (2.114) следует

$$dM_{k\sigma} = dN_k [\cos \varphi \cdot \cos \alpha \cdot (R_T \sin \alpha - a - (\rho - r) \operatorname{ctg} \alpha) + \\ + \sin \alpha \cdot (R_T \cos \alpha - \rho \cos \varphi)]. \quad (2.115)$$

Момент от сил нормального давления определяется из двойного интеграла

$$M_{k\sigma} = \int_r^R \int_0^\pi \frac{P \rho d\rho d\varphi}{\sin \alpha} [\cos \varphi \cdot \cos \alpha (R_T \sin \alpha - a - (\rho - r) \operatorname{ctg} \alpha) + \\ + \sin \alpha \cdot (R_T \cos \alpha - \rho \cos \varphi)]. \quad (2.116)$$

Двойной интеграл вычисляется в области полукольца, ограниченного большим и меньшим радиусами R и r .

Элементарная сила трения на поверхности усеченного конуса

$$\overrightarrow{dT_k} = \frac{PdS}{\sin\alpha} \cdot \mu_0 \cdot \vec{\tau} = dT_{kx}\vec{i} + dT_{ky}\vec{j} + dT_{kz}\vec{k}, \quad (2.117)$$

где $\vec{\tau}$ – вектор единичной силы трения; μ_0 – коэффициент трения грунта о сталь.

$$\vec{\tau} = \cos\varphi \cdot \sin\alpha \cdot \vec{i} + \sin\varphi \cdot \sin\alpha \cdot \vec{j} + \cos\alpha \cdot \vec{k}, \quad (2.118)$$

$$dT_{kx} = dT_k \cos\varphi \cdot \sin\alpha; \quad dT_{ky} = dT_k \sin\varphi \cdot \sin\alpha; \quad dT_{kz} = dT_k \cos\alpha. \quad (2.119)$$

Элементарный момент от сил трения на боковой поверхности усеченного конуса

$$\begin{aligned} dM_{k\tau} &= dT_{kx} \cdot (R_T \sin\alpha - a - z) + dT_{kz} \cdot (R_T \cos\alpha - x) = \\ &= dT_k [\cos\varphi \cdot \sin\alpha (R_T \sin\alpha - a - (\rho - r) \operatorname{ctg}\alpha) + \\ &\quad + \cos\alpha (R_T \cos\alpha - \rho \cos\varphi)]. \end{aligned} \quad (2.120)$$

В зависимости (2.120) dT_k определяется из выражения (2.117) с учетом зависимости (2.108).

Суммарный момент от сил трения составит

$$\begin{aligned} M_{k\tau} &= \int_r^R \int_0^\pi \frac{P\rho d\rho d\varphi}{\sin\alpha} \cdot \mu_0 \cdot [\cos\alpha (R_T \cos\alpha - \rho \cos\varphi) + \\ &\quad + \cos\varphi \cdot \sin\alpha (R_T \sin\alpha - a - (\rho - r) \operatorname{ctg}\alpha)]. \end{aligned} \quad (2.121)$$

2.2.2 Определение момента силы сопротивления при взаимодействии цилиндрической поверхности задних резцов с грунтом

Единичный вектор нормали в произвольной точке на цилиндрической поверхности резца находится из выражения (2.103), полагая, что $\alpha = 0$

$$\vec{n} = \frac{x}{r}\vec{i} + \frac{y}{r}\vec{j}. \quad (2.122)$$

Учитывая соотношение (2.102), имеем

$$\vec{\vartheta} \cdot \vec{n} = \frac{x}{r} \cdot (R_T \sin\alpha_p - a - z) \cdot \omega. \quad (2.123)$$

Нормальное давление в произвольной точке боковой поверхности цилиндра

$$P = \frac{\gamma_0}{\varepsilon} \cdot (\vec{\vartheta} \cdot \vec{n})^2 = \frac{\gamma_0}{\varepsilon} \frac{\omega^2 \cdot x^2}{r^2} (R_T \sin\alpha_p - a - z)^2. \quad (2.124)$$

Элементарная нормальная сила на цилиндрической поверхности

$$dN_{\text{ц}} = \frac{PdS}{\cos(\vec{n} \wedge \vec{x})} = Pdydz \cdot \frac{r}{x} = \frac{P \cdot r \cdot dydz}{\sqrt{r^2 - y^2}}. \quad (2.125)$$

Его проекция на ось X равна

$$dN_{\text{ц}x} = dN_{\text{ц}} \frac{x}{r} = Pdydz. \quad (2.126)$$

Элементарный крутящий момент на цилиндрической поверхности

$$dM_{\text{ц}\sigma} = dN_{\text{ц}x}(R_T \sin \alpha - a - z). \quad (2.127)$$

Учитывая выражения (2.124) и (2.126), находим

$$dM_{\text{ц}\sigma} = \frac{\gamma_0 \omega^2 \cdot x^2}{\varepsilon r^2} (R_T \sin \alpha_p - a - z)^3 dydz. \quad (2.128)$$

Интегрируя в области $-r \leq y \leq r$ и $0 \leq z \leq H_S$, получим

$$\begin{aligned} M_{\text{ц}\sigma} &= \int_{-r}^r dy \int_0^{H_S} \frac{\gamma_0 \omega^2 \cdot (r^2 - y^2)}{\varepsilon r^2} (R_T \sin \alpha_p - a - z)^3 dz = \\ &= \frac{\gamma_0 \omega^2 r}{3(\varepsilon)} \left[(R_T \sin \alpha_p - a)^4 - (R_T \sin \alpha_p - a - H_S)^4 \right], \end{aligned} \quad (2.129)$$

где H_S – длина цилиндрической поверхности резца.

Силы трения могут быть направлены только по образующим цилиндра и конуса резца из условия равновесия резца – равенства нулю момента относительно оси резца. Из выражения (2.118) видно, что вектор единичной силы трения при $\alpha = 0$ составит

$$\vec{\tau} = \vec{k}. \quad (2.130)$$

Элементарная сила трения

$$dT_{\text{ц}} = dN_{\text{ц}} \cdot \mu_0. \quad (2.131)$$

Элементарная сила нормального давления dN определяется из выражений (2.124) и (2.125).

Элементарный вращающий момент от сил трения можно найти из зависимости

$$\begin{aligned} dM_{\text{ц}\tau} &= dT_{\text{ц}x} \cdot (R_T \cos \alpha_p - x) = Pdydz \frac{r}{x} \mu_0 (R_T \cos \alpha_p - x) = \\ &= \frac{\gamma_0 \omega^2 \cdot x}{\varepsilon r} \mu_0 (R_T \sin \alpha_p - a - z)^2 \cdot (R_T \cos \alpha_p - x) dydz. \end{aligned} \quad (2.132)$$

Интегрируя в области $-r \leq y \leq r$ и $0 \leq z \leq H_s$, находим крутящий момент от сил трения на цилиндрической части резца

$$M_{цт} = \frac{\gamma_0 \omega^2}{\varepsilon} \frac{\mu_0}{r} \int_{-r}^r x (R_T \cos \alpha_p - x) dy \int_0^{H_s} (R_T \sin \alpha_p - a - z)^2 dz =$$

$$= \frac{\gamma_0 \cdot \omega^2 \cdot \mu_0}{\varepsilon} \left(\frac{\pi r}{2} R_T \cos \alpha_p - \frac{4}{3} r^2 \right) \times \frac{(R_T \sin \alpha_p - a)^3 - (R_T \sin \alpha_p - a - H_s)^3}{3}. \quad (2.133)$$

2.2.3 Определение момента силы сопротивления, действующего на задние резцы

Для решения двойных интегралов (2.116), (2.121), (2.129) и (2.133) были разработаны программы для ПО «MatLab». В результате, были получены графические зависимости суммарного крутящего момента и мощности, действующих на задние резцы с учетом геометрических параметров, режимов разработки и физико-механических свойств грунта (рисунки 2.16, 2.17).

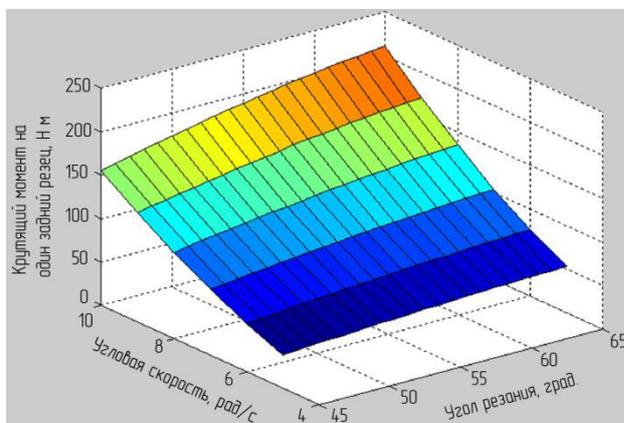


Рисунок 2.16 – Зависимость крутящего момента на один задний резец от угла резания и угловой скорости

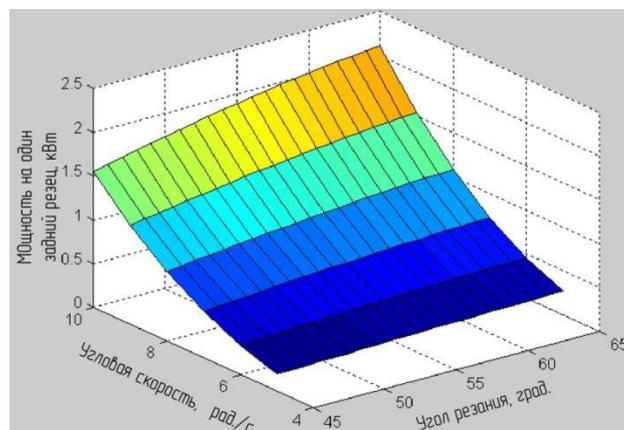


Рисунок 2.17 – Зависимость мощности на заднем резце от угла резания и угловой скорости

Из анализа полученной поверхности (рисунок 2.16) видно, что наибольшее влияние на требуемый крутящий момент для преодоления сил сопротивления грунта и привода рабочего органа оказывает угловая скорость вращения фрезерной головки. Угол резания грунта в меньшей степени оказывает влияние на крутящий момент.

Наименьшее значение крутящего момента при заданных параметрах наблюдается в точке, где угол резания грунта составляет 45° , а угловая скорость вращения фрезерной головки 4 рад/с. При этом крутящий момент составляет 50 Н·м. Наибольшее значение крутящего момента наблюдается при скорости вращения 10 рад/с., величине угла резания 65° и достигает 215 Н·м. При недостаточном крутящем моменте рабочий орган не обеспечит разрушение грунта, рабочее оборудование будет пробуксовывать или застопорится.

Так как мощность и крутящий момент неразрывно связаны, то зависимости для графика мощности будут аналогичны графику крутящего момента. Максимальное значение 2,2 кВт зависимость принимает при угловой скорости 10 рад/с. и величине угла резания 65 град. Минимальное значение мощности 0,2 кВт – при угловой скорости 4 рад/с. и величине угла резания 45 град.

2.3 Исследование процесса взаимодействия шнека с разрабатываемым грунтом

Одной из составляющих телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора является шнек. Во время вращения фрезерной головки шнек удаляет разрушенный резцами грунт. При этом на шнеке возникают силы сопротивления, которые необходимо учитывать при проектировании рабочего оборудования. Для определения требуемого крутящего момента и мощности привода используем методику, предложенную А.А. Вайнсоном, В.В. Красниковым [18, 51].

В связи с тем, что основная задача шнека – транспортировка грунта в приямок траншеи после его разрушения резцами, то, в отличие, например, от винтовой сваи, необходимо обеспечить скорость подачи рабочего органа меньше шага шнека. В противном случае будет происходить завинчивание шнека в грунт, что негативно скажется на процессе работы и не обеспечит

требуемый вынос грунта. Для спроектированного рабочего оборудования скорость подачи составляет 10 мм/сек, а шаг шнека – 210 мм [67].

Шаг шнека выбирается в зависимости от разрабатываемого типа грунта

$$S_{ш} = 0,5 \dots 1,2 \cdot D_{ш}, \quad (2.134)$$

где $D_{ш}$ – диаметр шнека.

Угол подъема наружной и внутренней части шнека определяется по зависимостям:

$$\alpha_{ш} = \arctg \frac{S_{ш}}{\pi D_{ш}}; \quad (2.135)$$

$$\beta_{ш} = \arctg \frac{S_{ш}}{\pi d_{ш}}, \quad (2.136)$$

где $d_{ш}$ – диаметр вала шнека.

Развертка шнека представляет собой полукольцо с наружным диаметром $D'_{ш}$ и внутренним диаметром $d'_{ш}$, в котором отсутствует сектор с центральным углом $\delta_{ш}$. Развертка шнека представлена на рисунке 2.18.

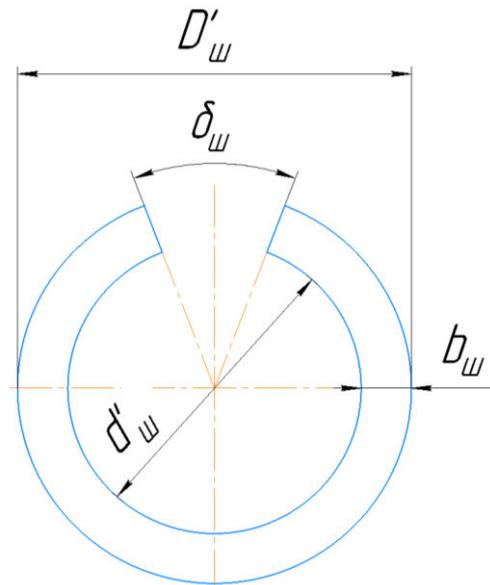


Рисунок 2.18 – Развертка шага шнека

По формуле, представленной в [18, 51], находим наружный диаметр полукольца:

$$D'_{ш} = \frac{(2 \cdot b_{ш} \cdot D_{ш} / d_{ш}) \cdot \cos \beta_{ш} / \cos \alpha_{ш}}{(D_{ш} / d_{ш}) \cdot \cos \beta_{ш} / \cos \alpha_{ш} - 1}, \quad (2.137)$$

где $b_{ш}$ – ширина полукольца. Ширина полукольца определяется по формуле:

$$b_{ш} = \frac{D_{ш} / d_{ш}}{2}. \quad (2.138)$$

Центральный угол вырезанного сектора определим по зависимости:

$$\delta_{\text{ш}} = \frac{D_{\text{ш}}}{D'_{\text{ш}} \cdot \cos \alpha_{\text{ш}}} \cdot \frac{\pi}{\pi - 0,5} \cdot \frac{180}{\pi}. \quad (2.139)$$

Внутренний диаметр полукольца определим по следующей зависимости:

$$d'_{\text{ш}} = D'_{\text{ш}} - 2b_{\text{ш}} \quad (2.140)$$

Скорость грунта, перемещаемого по шнеку определяется по формуле:

$$v_{\text{ш}} = \frac{\cos \alpha_{\text{ш}} \cdot \cos(\alpha_{\text{ш}} + \varphi_1)}{\cos \varphi_1} \cdot \frac{S_{\text{ш}} \cdot n_{\text{ш}}}{60}, \quad (2.141)$$

где $n_{\text{ш}}$ – частота вращения шнека.

$$n_{\text{ш}} = \omega_{\text{ш}} \cdot \frac{30}{\pi}, \quad (2.142)$$

где $\omega_{\text{ш}}$ – угловая скорость вращения шнека.

Угол внешнего трения грунта:

$$\varphi_1 = \arctg(0,75 \cdot \mu). \quad (2.143)$$

Площадь поперечного сечения грунта в шнеке:

$$F_{\text{ш}} = \pi(D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{ш}}^2)/4. \quad (2.144)$$

Производительность шнека определяется из зависимости:

$$Q_{\text{ш}} = 3600 \cdot \gamma_0 \cdot F_{\text{ш}} \cdot v_{\text{ш}}. \quad (2.145)$$

Мощность, необходимая для привода шнека:

$$N_{\text{ш}} = \frac{k_{\text{ш}} \cdot Q_{\text{ш}}}{367} \cdot L_{\text{ш}} \cdot \omega_0, \quad (2.146)$$

где $k_{\text{ш}}$ – коэффициент учета потери мощности на перемешивание и дробление грунта, $k_{\text{ш}} = 1,4$; $L_{\text{ш}}$ – длина шнека; ω_0 – коэффициент сопротивления перемещению грунта, $\omega_0 = 4$.

Крутящий момент, действующий на вал шнека, определяется из зависимости:

$$M_{\text{ш}} = \frac{1000 \cdot N_{\text{ш}}}{\omega_{\text{ш}}}. \quad (2.146)$$

Разработана программа, позволяющая вычислить параметры шнека разрабатываемого рабочего оборудования, которая представлена в приложении В [92].

Выводы по главе

1. Разработанная математическая модель взаимодействия рабочего органа телескопического фрезерного рабочего оборудования одноковшового экскаватора с разрабатываемым грунтом позволяет исследовать влияние конструктивных и режимных параметров рабочего органа и физико-механических свойств грунта на процесс его разработки.

2. Резец фрезерного рабочего органа рассматривается в виде нескольких элементов, имеющих определенные геометрические параметры. Это дает возможность более точно описать процесс взаимодействия резца с разрабатываемым грунтом. В результате теоретических исследований получены зависимости для определения нормальной и тангенциальной составляющих силы сопротивления резца при разработке грунта.

3. Получены зависимости величин крутящего момента и мощности телескопического фрезерного рабочего оборудования одноковшового экскаватора, учитывающие физико-механические свойства грунта, скорость и угол резания. Максимальное значение суммарного крутящего момента составляет 560 Н·м, мощности – 5,7 кВт для угла резания 65° и скорости вращения фрезерного рабочего органа 10 рад/с. Минимальное значение крутящего момента и мощности возникает при значении угла резания 45° и скорости вращения фрезерного рабочего органа 4 рад/с. и составляет 110 Н·м и 0,8 кВт соответственно.

4. Для расчета параметров шнека приведена методика, позволяющая определить силы сопротивления, мощность и моменты сил, которые необходимо учитывать при проектировании телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора. Для спроектированного рабочего оборудования скорость подачи фрезерной головки гидроцилиндром должна составлять 10 мм/сек, а шаг шнека – не менее 210 мм.

3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА РАЗРАБОТКИ ГРУНТА РАБОЧИМ ОРГАНОМ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО ФРЕЗЕРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭКСКАВАТОРА

3.1 План проведения экспериментальных исследований

Для обеспечения комплексности диссертационных исследований необходимо проведение экспериментов процесса разработки грунта рабочим органом оборудования экскаватора. Перед началом проведения экспериментальных исследований были определены его основные этапы.

Основными этапами являются:

1. Определение цели и задач экспериментальных исследований.
2. Создание условий проведения исследований и их описание.
3. Выбор и описание средств и оборудования для проведения эксперимента.
4. Определение свойств грунта.
5. Проектирование и сборка экспериментального стенда.
6. Проведение экспериментальных исследований процесса работы шнека рабочего органа.
7. Проведение экспериментальных исследований процесса работы резца рабочего органа.
8. Получение результатов исследований с помощью средств измерений.
9. Обработка результатов экспериментальных исследований.
10. Анализ результатов экспериментальных исследований и формулировка выводов.

3.2 Цель и задачи экспериментальных исследований

Целью экспериментальных исследований является проверка адекватности разработанной математической модели «рабочий орган

фрезерного рабочего оборудования экскаватора – грунт» и подтверждение эффективности работы рабочего органа.

Для достижения поставленной цели при подготовке эксперимента сформулированы следующие задачи:

- определение численных значений параметров, входящих в математическую модель взаимодействия рабочего органа телескопического фрезерного оборудования с грунтом;
- подтверждение адекватности разработанной математической модели;
- подтверждение эффективности применения предлагаемого в данной работе технического решения.

3.3 Определение свойств грунта

До начала экспериментальных исследований были определены основные свойства грунта, подвергаемого разработке рабочим органом. Грунт разрыхлялся, увлажнялся, разравнивался специальным отвалом и уплотнялся при помощи катка (рисунок 3.1). Категория грунта определялась в зависимости от числа ударов ударника ДорНИИ (рисунок 3.2).



Рисунок 3.1 – Подготовка грунта



Рисунок 3.2 – Ударник ДорНИИ

Замеры влажности и плотности грунта проводились по ГОСТ 5180-2015, определение удельного сцепления и угла внутреннего трения по ГОСТ 12248.1-2020 (рисунки 3.3, 3.4).

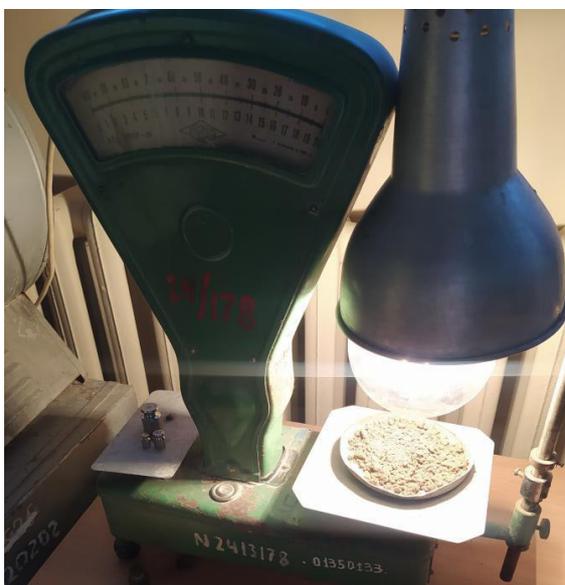


Рисунок 3.3 – Определение влажности грунта



Рисунок 3.4 – Прибор одноплоскостного среза

При проведении эксперимента использован грунт со следующими характеристиками (таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Свойства исследуемого грунта

Наименование характеристики	Значение
Тип грунта	Суглинок
Влажность	15 %
Число ударов ударника ДорНИИ	5 – 6
Плотность	1600 кг/м ³
Коэффициент сцепления	0,025 МПа
Угол внутреннего трения грунта	30 °

Для определения относительной деформации талого грунта были проведены испытания при помощи лабораторного комплекса ЛКСМ-1К (рисунок 3.5) [40]. Образцы грунта помещались в цилиндрические металлические формы, диаметром 70 мм. Нагружение и сжатие исследуемого грунта производилось с помощью вертикального перемещения траверсы лабораторного комплекса. Датчики комплекса фиксировали значения силы на траверсе и её перемещения при сжатии образцов грунта. Количество

повторных замеров равно 3. Эксперимент проводился при скорости подачи траверсы: 0,1 мм/с; 0,6 мм/с; 1,5 мм/с. На рисунке 3.6 представлены образцы грунта после проведения испытаний.

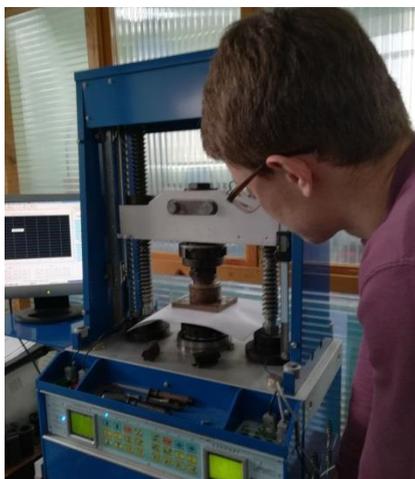


Рисунок 3.5 – Проведение испытаний на лабораторном комплексе ЛКСМ-1К



Рисунок 3.6 – Образцы грунта после проведения эксперимента

Результаты эксперимента представлены в приложении Б. Из результатов эксперимента следует, что сжимающая сила при деформации грунта 12,8 мм достигает максимума при $F_{\max} = 60,5$ кН.

Предел прочности исследуемого грунта был определен в соответствии с ГОСТ 12248.2-2020. Согласно методике, в случае отсутствия видимых признаков разрушения образца предел прочности определяется по значению силы на траверсе при относительной вертикальной деформации грунта 15 %.

Предел прочности грунта

$$[\sigma] = \frac{F_{15}}{S}, \quad (3.1)$$

где F_{15} – значение силы на траверсе при вертикальной деформации грунта в 15 %; S – площадь поперечного сечения испытываемого образца грунта, мм².

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (3.2)$$

где d – диаметр поперечного сечения грунта, $d = 70$ мм.

$$S = \frac{3,14 \cdot 70^2}{4} = 3846 \text{ мм}^2 ;$$

$$[\sigma] = \frac{3,5 \cdot 10^3}{3846} = 0,91 \text{ МПа.}$$

Для дальнейшей обработки используем данные до достижения максимальной силы сжатия грунта (рисунок 3.7).

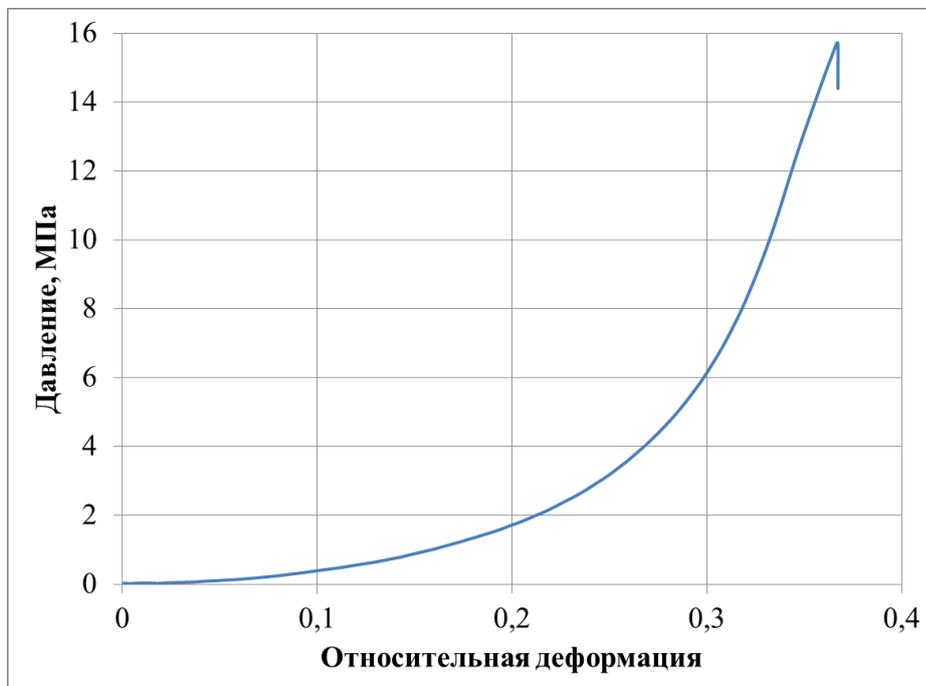


Рисунок 3.7 – Зависимость между сжимающим давлением и относительной деформацией грунта

Выбираем из таблицы результатов эксперимента (приложение Б) через равные интервалы 10 значений сжимающей силы и соответствующие им значения деформации, которые записываем в виде векторов p_c (МПа) и Δ (мм).

$$p_c = ([0,15 \ 1 \ 3,04 \ 5,03 \ 9,02 \ 20,44 \ 29,25 \ 40,25 \ 50,84 \ 60,5] \cdot 10^3) / S; \quad (3.3)$$

$$\Delta = [0,763 \ 2,869 \ 5,002 \ 6,218 \ 7,874 \ 10,127 \ 11,008 \ 11,718 \ 12,266 \ 12,842]. \quad (3.4)$$

Между относительной деформацией ε и сжимаемостью грунта b_1 существует зависимость

$$\varepsilon = 1 - b_1 = \frac{\Delta}{h_{исп}}, \quad (3.5)$$

где $h_{исп}$ – высота цилиндра для испытания грунта, $h_{исп} = 35$ мм.

Зависимость между сжимающим давлением S и относительной деформацией представлена на рисунке 3.7. При построении графика из результатов исключаем данные, соответствующие процессу разрушения грунта, не представляющие научной ценности. Из рисунка 3.7 нельзя определить сжимаемость, так как неизвестно давление на фронте сжатия.

Исходя из формулы, изложенной в [90], имеем

$$p_c - P_a = \gamma_0 \cdot v_n^2, \quad (3.6)$$

где P_a – напряжения в грунте, $P_a = 0$ Па; γ_0 – плотность грунта, $\gamma_0 = 1600$ кг/м³; v_n – проекция скорости движения резца на нормаль его поверхности.

Из формулы (3.6) следует

$$v_n = \sqrt{\frac{p_c}{\gamma_0}} \cdot 10^3. \quad (3.7)$$

По формулам (3.5) и (3.7) находим массивы значений ε и v_n .

На рисунке 3.8 показан график зависимостей относительной деформации от проекции скорости резца к нормали его поверхности.

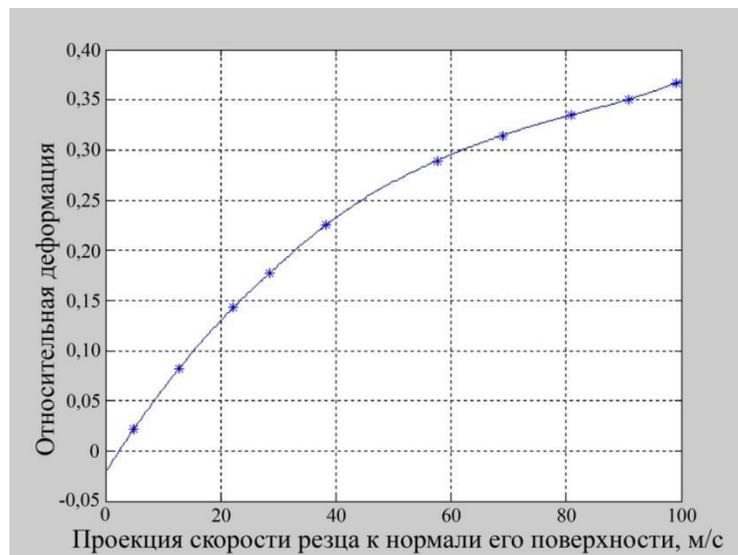


Рисунок 3.8 – Зависимость относительной деформации грунта от проекции скорости резца к нормали его поверхности

При этом по известным значениям скорости резания на рисунке 3.8 можно определить величину ε , зная которую можно вычислить силу резания и крутящий момент. Относительная деформация определяется из графика,

Отсюда имеем

$$\varepsilon = \begin{pmatrix} 0,007 \\ -3,43 \cdot 10^{-5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \end{pmatrix}. \quad (3.15)$$

Откуда окончательно имеем

$$\varepsilon = 0,007\vartheta_n - 3,43 \cdot 10^{-5} \cdot \vartheta_n^2. \quad (3.16)$$

Пренебрегаем вторым слагаемым правой части уравнения (3.16) ввиду малой его величины:

$$\varepsilon = 0,007 \cdot \vartheta_n. \quad (3.17)$$

На рисунке 3.9 точками показаны экспериментальные значения, штриховой линией зависимость (3.16), сплошной линией – зависимость (3.17), полученная из (3.16).

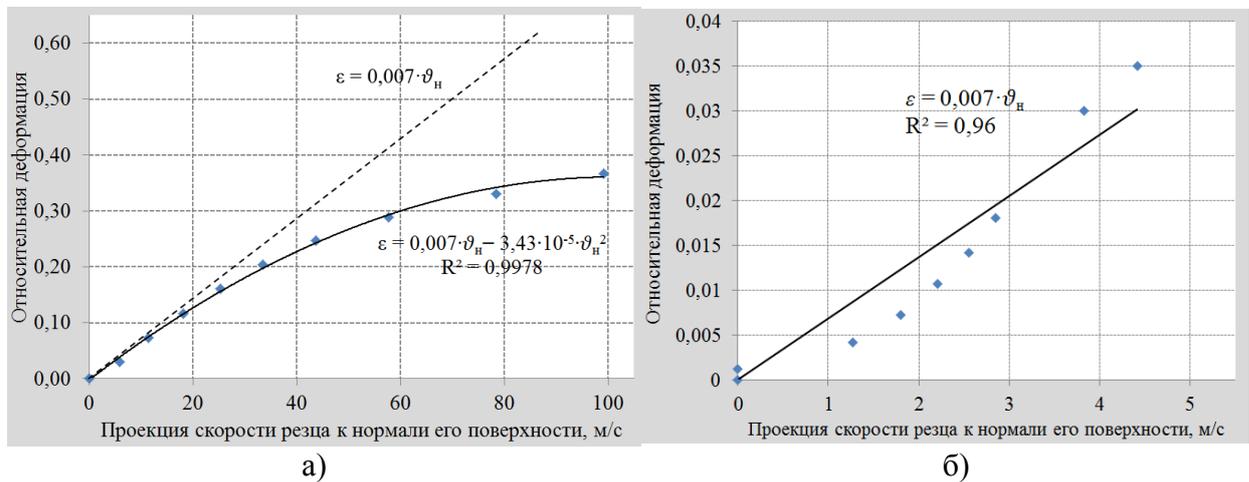


Рисунок 3.9 – Аппроксимация зависимости относительной деформации грунта от проекции скорости реза к нормали его поверхности
 а) при проекции скорости в диапазоне от 0 до 100 м/с
 б) при проекции скорости в диапазоне от 0 до 5 м/с

Анализируя рисунок 3.9а заметим, что зависимость (3.17) хорошо аппроксимирует экспериментальные данные во всем диапазоне изменения проекции скорости реза к нормали его поверхности от 0 до 100 м/с.

При скоростях менее 5 м/с экспериментальные точки хорошо аппроксимируются зависимостью (3.17) (рисунок 3.9б). Когда известны геометрические параметры режущего инструмента и его расположение относительно грунта, справедливо следующее соотношение

$$\vartheta_H = \vartheta \cdot \sin\alpha_p \cdot \cos\varphi_H, \quad (3.18)$$

где φ_H – угол поворота ножа от перпендикуляра к вектору скорости.

С учетом последнего выражения величина относительной деформации (3.17) приобретает вид

$$\varepsilon = 0,007\vartheta \cdot \sin\alpha_p \cdot \cos\varphi_H, \quad (3.19)$$

Резец представляет собой криволинейную поверхность, поэтому формулу (3.19), справедливую для плоского ножа, нельзя использовать для резцов с криволинейной поверхностью. Заменяем формулу (3.18) универсальной зависимостью

$$\vartheta_H = \vartheta \cdot \cos(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta}), \quad (3.20)$$

где \vec{n} и $\vec{\vartheta}$ – векторы нормали в заданной точке поверхности и скорости резца.

Когда поверхность резца имеет вид усеченного конуса, формула (3.21) преобразуется следующим образом

$$\vartheta_H = \vartheta \cdot \left(\frac{x \cos\alpha \cdot \sin\alpha_p}{r+z \operatorname{tg}\alpha} + \sin\alpha \cdot \cos\alpha_p \right). \quad (3.21)$$

При переходе от декартовой системы координат к цилиндрической зависимость (3.21) принимает вид

$$\vartheta_H = \vartheta \cdot (\cos\varphi \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha_p + \sin\alpha \cdot \cos\alpha_p), \quad (3.22)$$

где φ – угол наклона полярного радиуса ρ к оси OX .

Сила сопротивления резанию с учетом переменности относительной деформации имеет вид

$$\begin{aligned} \frac{E_r}{2} &= \iint \frac{\rho dS \cos(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta})}{\cos(\vec{n} \wedge \vec{OZ})} = \iint \frac{\gamma_0 \cdot \vartheta_H^2 \cdot \cos(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta}) \cdot \rho d\rho d\varphi}{\varepsilon_0 \cdot \cos(\vec{n} \wedge \vec{OZ})} = \\ &= \int_0^{\pi/2} \int_r^R \frac{\gamma_0 \cdot \vartheta_H^2 \cdot \cos(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta}) \cdot \rho d\rho d\varphi}{0,007\vartheta_H \cdot \sin\alpha} = \frac{(R^2 - r^2) \cdot \gamma_0}{2 \cdot 7 \cdot 10^{-3} \cdot \sin\alpha} \int_0^{\pi/2} \vartheta_H \cdot \cos(n \wedge \vartheta) d\varphi = \\ &= \frac{(R^2 - r^2) \cdot \gamma_0 \cdot \vartheta}{2 \cdot 7 \cdot 10^{-3} \cdot \sin\alpha} \left[\cos^2\alpha \cdot \sin^2\alpha_p \cdot \frac{\pi}{4} + 2\cos\alpha \cdot \sin\alpha_p \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha_p + \sin^2\alpha \cdot \right. \\ &\quad \left. \cdot \cos^2\alpha_p \cdot \frac{\pi}{2} \right] \quad (3.23) \end{aligned}$$

Полученная зависимость позволяет однозначно определить суммарную проекцию сил нормального давления на направление скорости движения

реза. Однако следует иметь в виду, что большинство исследований по определению сопротивления резанию проведены в предположении, что $\varepsilon = const$ и при этом отсутствуют рекомендации по ее определению. Так, например, формула для определения сопротивления резанию усеченного конуса для $\varepsilon = const$ имеет вид

$$\begin{aligned} \frac{E_r}{2} &= \int \int \frac{PdS}{\cos(\vec{n} \wedge \vec{OZ})} \cos(\vec{n} \wedge \vec{\vartheta}) = \\ &= \frac{\gamma_0 \cdot \vartheta^2 (R^2 - r^2)}{2 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha} \left[\cos^3 \alpha \cdot \sin^3 \alpha_p \cdot \frac{2}{3} + 3 \cos^2 \alpha \cdot \sin^2 \alpha_p \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha_p \cdot \frac{\pi}{4} + 3 \cos \alpha \cdot \right. \\ &\quad \left. \sin \alpha_p \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha_p + \cos^3 \alpha_p \cdot \sin^3 \alpha \cdot \frac{\pi}{2} \right] \end{aligned} \quad (3.24)$$

Для определения в предположении его постоянства, приравнявая правые части выражений (3.23) и (3.24) после преобразований получим

$$\begin{aligned} \varepsilon_y &= 7 \cdot 10^{-3} \cdot \vartheta \cdot \left(\cos^3 \alpha \cdot \sin^3 \alpha_p \cdot \frac{2}{3} + 3 \cos^2 \alpha \cdot \sin^2 \alpha_p \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha_p \cdot \frac{\pi}{4} + 3 \cos \alpha \cdot \right. \\ &\quad \left. \sin \alpha_p \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \alpha_p + \cos^3 \alpha_p \cdot \sin^3 \alpha \cdot \frac{\pi}{2} \right) / \left(\cos^3 \alpha \cdot \sin^3 \alpha_p \cdot \frac{\pi}{4} + 2 \cos \alpha \cdot \sin \alpha_p \cdot \sin \alpha \cdot \right. \\ &\quad \left. \cos \alpha_p + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \alpha_p \cdot \frac{\pi}{2} \right) = 7 \cdot 10^{-3} \cdot \vartheta \cdot f_y(\alpha, \alpha_p). \end{aligned} \quad (3.25)$$

Назовем ε_y условной относительной деформацией; f_y – поправочный коэффициент, который определяется следующим образом

$$\begin{aligned} f_y(\alpha, \alpha_p) &= \left(\cos^3 \alpha \cdot \sin^3 \alpha_p \cdot \frac{2}{3} + 3 \cos^2 \alpha \cdot \sin^2 \alpha_p \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha_p \cdot \frac{\pi}{4} + \right. \\ &\quad \left. + 3 \cos \alpha \cdot \sin \alpha_p \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \alpha_p + \cos^3 \alpha_p \cdot \sin^3 \alpha \cdot \frac{\pi}{2} \right) / \left(\cos^2 \alpha \cdot \sin^2 \alpha_p \cdot \frac{\pi}{4} + \right. \\ &\quad \left. + 2 \cos \alpha \cdot \sin \alpha_p \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha_p + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \alpha_p \cdot \frac{\pi}{2} \right). \end{aligned} \quad (3.26)$$

Поправочный коэффициент $f_y(\alpha, \alpha_p)$ зависит от угла резания и угла наклона образующей конуса к его оси и не зависит от линейных размеров конуса. Ввиду сложности вычисления поправочного коэффициента может быть составлена таблица его значений. На рисунке 3.10 показан график изменения поправочного коэффициента.

Из анализа графика видно значительное уменьшение поправочного коэффициента при уменьшении угла резания и угла наклона образующей конуса к его оси.

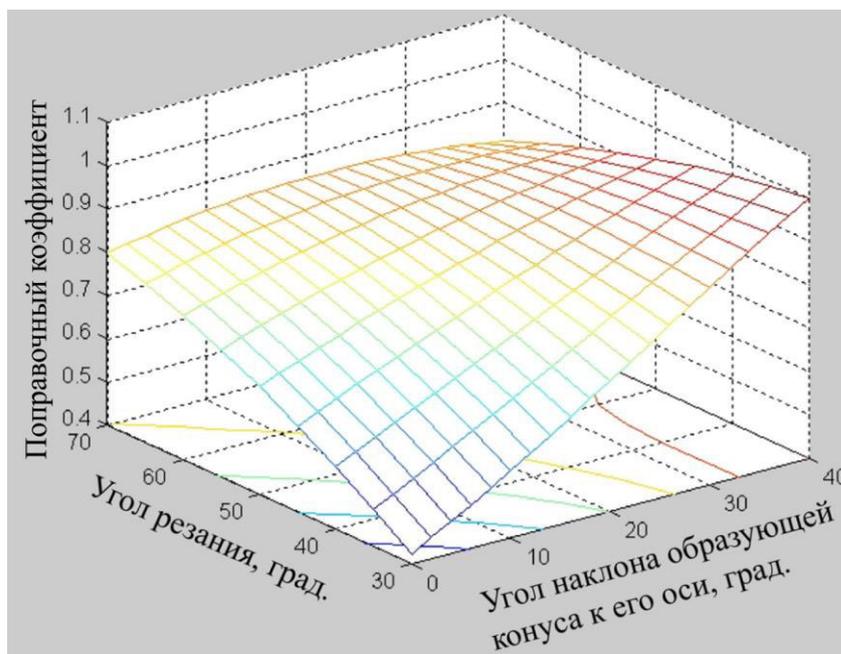


Рисунок 3.10 – Зависимость поправочного коэффициента относительной деформации грунта от угла резания и угла наклона образующей конуса к его оси

Полученными результатами можно воспользоваться когда поверхность резца выполнена в виде конуса или усеченного конуса. Если поверхность резца имеет цилиндрическую форму, то в формулах (3.23) и (3.24) следует выполнить замену $(R^2 - r^2)/\sin\alpha$ на выражение $2 \cdot R \cdot H_S$, где R – радиус цилиндрической поверхности резца, где H_S – длина цилиндрической поверхности резца.

Анализ существующих конструкций резцов показывает, что их геометрия включает несколько усеченных конусов и цилиндров, а следовательно поправочный коэффициент (3.26) будет отличаться для различных зон резца. Однако имеется множество задач, в том числе о сложной геометрии резцов, решение которых предполагает допущение о постоянстве относительной деформации грунта. Расчетное значение относительной деформации должно быть таким, чтобы иметь точное решение с учетом переменного значения относительной деформации.

Анализируя зависимости (3.24) и (3.25) можно сделать вывод, что величина суммарного сопротивления на всех участках резца пропорциональна сумме

$$E_c = \sum_{i=1}^{n_p} [(R_i^2 - r_i^2) / \sin \alpha_i] / f_y(\alpha_i, \alpha_{pi}), \quad (3.27)$$

где n_p – число участков резца.

Если допустить, что величина $f_y = f_0$ является величиной постоянной, то зависимость (3.27) принимает вид

$$E_c = \frac{1}{f_0} \sum_{i=1}^{n_p} (R_i^2 - r_i^2) / \sin \alpha_i. \quad (3.28)$$

Приравнивая правые части зависимостей (3.27) и (3.28) после преобразования получим

$$f_0 = [\sum_{i=1}^{n_p} (R_i^2 - r_i^2) / \sin \alpha_i] / \sum_{i=1}^{n_p} [(R_i^2 - r_i^2) / \sin \alpha_i] / f_y(\alpha_i, \alpha_{pi}). \quad (3.29)$$

Так как резец имеет сложную форму, то проекция его скорости на нормаль в любой точке поверхности неодинакова. Следовательно, относительная деформация грунта во всех точках контакта резца с грунтом разная. Чтобы упростить расчет сил сопротивления, был определен поправочный коэффициент, который приближает вычисление значений сил сопротивлений к их действительным значениям. В результате вводится понятие «условной относительной деформации грунта» ε_y – это деформация грунта, прямо пропорциональная скорости резания и поправочному коэффициенту.

Подставляя полученное значение поправочного коэффициента f_0 в зависимость (3.25) получим

$$\varepsilon_y = 7 \cdot 10^{-3} \cdot \vartheta \cdot f_0. \quad (3.30)$$

Рассчитаем величину f_0 для выбранного резца, размеры которого представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Геометрические параметры резца

№	α , град	R , мм	r / H_s , мм	$f_y(\alpha, \alpha_p)$
1	60,8	11,5/2	0	0,876
2	37,5	30/2	11,5/2	0,866
3	8,3	34/2	30/2	0,788
4	0	11,5/2	8	0,735

$$f_0 = \left[\frac{(11,5/2)^2}{\sin 60,8^\circ} + \frac{(30/2)^2 - (11,5/2)^2}{\sin 37,5^\circ} + \frac{(34/2)^2 - (30/2)^2}{\sin 8,3^\circ} + 11,5 \cdot 8 \right] /$$

$$\left[\frac{(11,5/2)^2}{\sin 60,8^\circ \cdot 0,876} + \frac{(30/2)^2 - (11,5/2)^2}{\sin 37,5^\circ \cdot 0,866} + \frac{(34/2)^2 - (30/2)^2}{\sin 8,3^\circ \cdot 0,788} + \frac{11,5 \cdot 8}{0,735} \right] = 0,763.$$

Анализируя формулу (3.29) приходим к выводу, что величина f_0 в исследуемом диапазоне меньше единицы (рисунок 3.10). Поэтому можно записать

$$f_0 = \sin \alpha_\phi; \quad (3.31)$$

$$\alpha_\phi = \arcsin(f_0), \quad (3.32)$$

где α_ϕ – фиксированное значение угла резания.

Подставляем выражение (3.31) в зависимость (3.30)

$$\varepsilon_y = 7 \cdot 10^{-3} \cdot \vartheta \cdot \sin \alpha_\phi. \quad (3.33)$$

Так как

$$\vartheta \cdot \sin \alpha_\phi = \vartheta_n. \quad (3.34)$$

Окончательно из (3.33) имеем

$$\varepsilon_y = 7 \cdot 10^{-3} \cdot \vartheta_n. \quad (3.35)$$

Исходя из полученных зависимостей можно сделать следующий вывод. Величина условной относительной деформации грунта при резании исследуемым резцом численно равна относительной деформации грунта при резании плоским ножом с углом резания, вычисленными по формуле (3.32), осуществляющим прямое резание с той же скоростью, что и резец.

По полученным результатам можно сформулировать следующие выводы:

1. Условная относительная деформация грунта до момента его разрушения при взаимодействии с резцом прямо пропорциональна скорости резания и поправочному коэффициенту.

2. Величина поправочного коэффициента f_0 зависит от геометрии резца и угла резания.

3. При постоянном значении угла резания f_0 является константой для выбранного резца.

Из полученных результатов по исследованию относительной деформации грунта можно сделать следующий вывод: величина относительной деформации грунта прямо пропорциональна скорости резания грунта резцом.

3.4 Условия и порядок проведения исследований разработки грунта шнеком

Для проведения экспериментальных исследований в лаборатории «Грунтовый канал» кафедры «Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника» СибАДИ (г. Омск) [73].

При личном участии автора был разработан и изготовлен специальный экспериментальный стенд, размещенный на экспериментальной шнековой установке (рисунок 3.11).

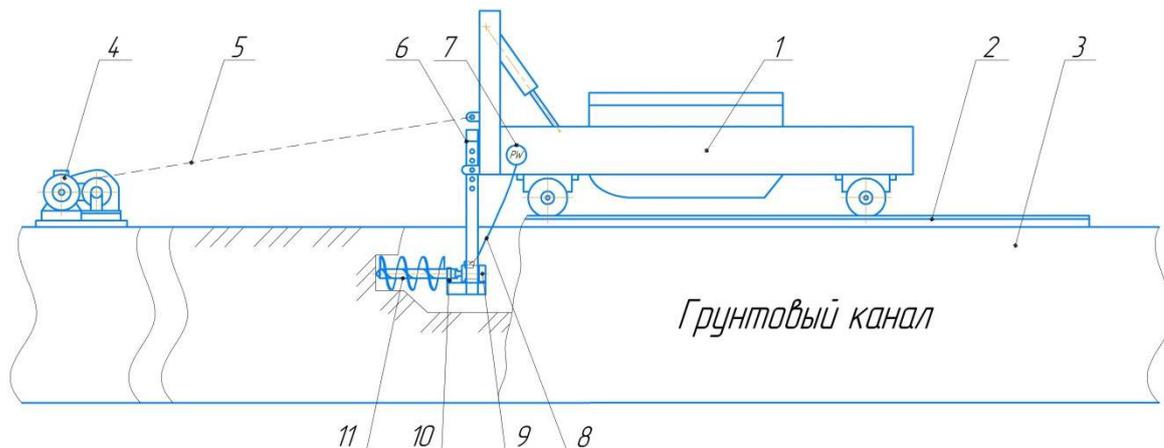


Рисунок 3.11 – Схема экспериментальной шнековой установки:

- 1 – тележка; 2 – рельсовые пути; 3 – грунт; 4 – привод передвижения тележки;
- 5 – трос; 6 – рама; 7 – ваттметр;
- 8 – кабель питания; 9 – мотор-редуктор; 10 – опорный подшипник;
- 11 – шнековый рабочий орган

Мотор-редуктор 9, опорный подшипник 10 и шнековый рабочий орган 11 закреплены на раме 6, которая подвешена к тележке 1, установленной на

рельсовые пути 2. При подаче питания мотор-редуктор 9 приводит во вращение шнековый рабочий орган 11, который разрушает грунт 3. Тележка 1 перемещается при помощи троса 5 и привода передвижения тележки 4. Потребляемая мотор-редуктором 9 мощность измеряется при помощи ваттметра 7. Изображение экспериментальной установки со шнеком представлено на рисунке 3.12. Основные технические характеристики шнека (рисунок 3.13) представлены в таблице 3.3.



Рисунок 3.12 – Экспериментальная установка со шнеком



Рисунок 3.13 – Общий вид шнека

Таблица 3.3 – Техническая характеристика экспериментального шнека

Наименование характеристики	Значение
Длина рабочей части, мм	430
Диаметр, мм	150
Количество заходов	Однозаходный
Угол наклона винтовой линии, град.	20
Масса, кг	1,97

Привод рабочего органа представляет собой мотор-редуктор. Технические характеристики представлены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Техническая характеристика мотор-редуктора

Наименование характеристики	Значение
Наименование	NMRV 040 – 7.5 – 120 – 0.25
Мощность двигателя, Вт	250
Частота вращения выходного вала, рад/с	12,56
Максимальный крутящий момент, Н·м	17
Передаточное число	7,5

Процесс изготовления экспериментального стенда представлен на рисунке 3.14. Рама изготовлена из профильной трубы квадратного сечения 80*80*3 мм (рисунок 3.15) [13, 41]. Сварка производилась по ГОСТ 5264-80 [15].



Рисунок 3.14 – Процесс изготовления экспериментального стенда



Рисунок 3.15 – Рама экспериментального стенда

В определенных местах были просверлены отверстия для подвешивания рамы на тележку и установки мотор-редуктора (рисунок 3.16).

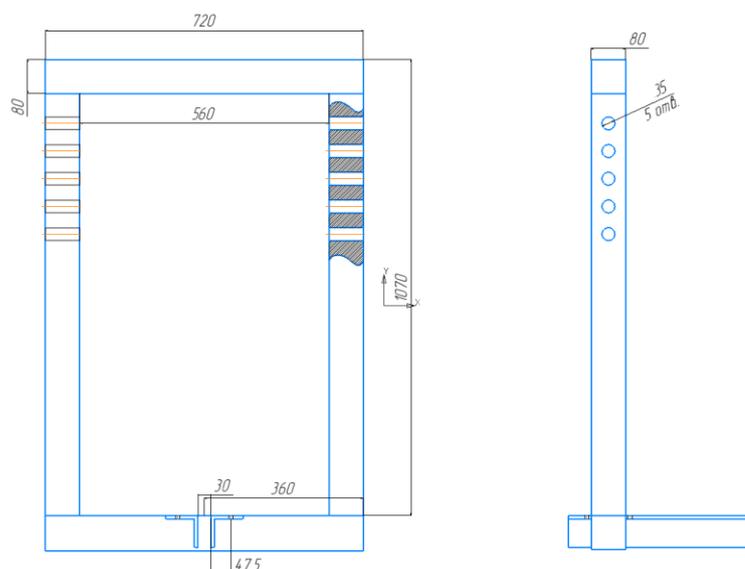


Рисунок 3.16 – Вид общий рамы
экспериментального стенда

Для измерения затрачиваемой мотор-редуктором мощности используется электронный ваттметр (рисунок 3.17). Техническая характеристика устройства указаны в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Техническая характеристика ваттметра

Наименование характеристики	Значение
Наименование	Robiton PM-3
Максимальная измеряемая мощность, Вт	3600
Погрешность измерения, %	1
Тип измеряемого напряжения	Переменное
Источник отображения информации	Электронный дисплей

Лазерный тахометр позволяет дистанционно измерить скорость вращения рабочего органа (рисунок 3.18). Техническая характеристика лазерного тахометра приведена в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Техническая характеристика лазерного тахометра

Наименование характеристики	Значение
Диапазон измерений, об/мин	2,5 – 99999
Погрешность измерения, %	±0,05
Эффективное расстояние измерения, мм	50 - 500
Источник отображения информации	Электронный дисплей

Питание электродвигателя и измерительных приборов осуществлялось от электрической сети с напряжением 220 В. Скорость вращения шнекового рабочего органа была измерена при помощи лазерного тахометра.



Рисунок 3.17 – Ваттметр

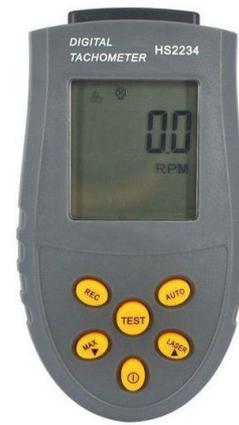


Рисунок 3.18 – Лазерный тахометр HS2234

Мотор-редуктор оснащен блоком питания, что позволяет подключать его в сеть с напряжением 220 В и управлять его работой.

Во время выполнения эксперимента производилась постепенная подача шнека до максимального заглубления, равного длине рабочей части шнека. При этом выполнялось измерение мощности, потребляемой мотор-редуктором. При установившемся характере работы потребляемая мощность составила 250 Вт. Исходя из этого, можно вычислить полезную мощность на выходном валу мотор-редуктора:

Полезная мощность электродвигателя:

$$N_{Шэ1} = P_э \cdot \eta_{чр} \cdot \eta_{эл} = 240 \cdot 0,85 \cdot 0,9 = 184 \text{ Вт}, \quad (3.36)$$

где $P_э$ – мощность, потребляемая электродвигателем; $\eta_{чр}$ – коэффициент полезного действия червячного редуктора, $\eta_{чр} = 0,9$; $\eta_{эл}$ – коэффициент полезного действия электродвигателя, $\eta_{эл} = 0,85$.

Для получения значения крутящего момента на выходном валу были произведены измерения скорости вращения шнека при установившемся характере работы

$$M_{Шэ1} = \frac{N_{\text{ВЫХ}}}{\omega_э} = \frac{184}{12,5} = 14,7 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.37)$$

где $\omega_э$ – угловая скорость электродвигателя, рад/с.

Полученное значение крутящего момента мотор-редуктора не превышает значения максимального крутящего момента, заявленного производителем.

Для расчета скорости внедрения шнекового рабочего органа в грунт измерялось время, необходимое для внедрения шнека на определенное расстояние. Скорость внедрения шнека в грунт составила:

$$v_{\text{вн}} = \frac{L_{\text{ш}}}{t_{\text{ш}}} = \frac{430}{43} = 10 \text{ мм/с}, \quad (3.38)$$

где $L_{\text{ш}}$ – длина шнека; $t_{\text{ш}}$ – время внедрения шнека в грунт.

В ходе эксперимента путем визуального наблюдения было установлено, что при скорости вращения шнека, равной 12,5 рад/с., происходит равномерное удаление разрыхленного грунта без резкого выбрасывания.

3.5 Условия и порядок проведения исследований разработки грунта резцом

Приведенные ниже экспериментальные исследования также проводились на базе грунтового канала СибАДИ.

Для определения силы резания грунта резцом при прямолинейном движении резца использовалась экспериментальная установка, изображенная на рисунке 3.19 [32]. На тележке 1, установленной на рельсовые пути 2, закреплена рама 6. На раме установлена державка с роликами 7, на которой закреплен резец 8. Привод державки с роликами осуществляется при помощи троса 5 и привода передвижения державки 4. Тензотяга 9, закрепленная одним концом к державке с роликами, а другим – к тросу, позволяет определить силу сопротивления резанию грунта 3.

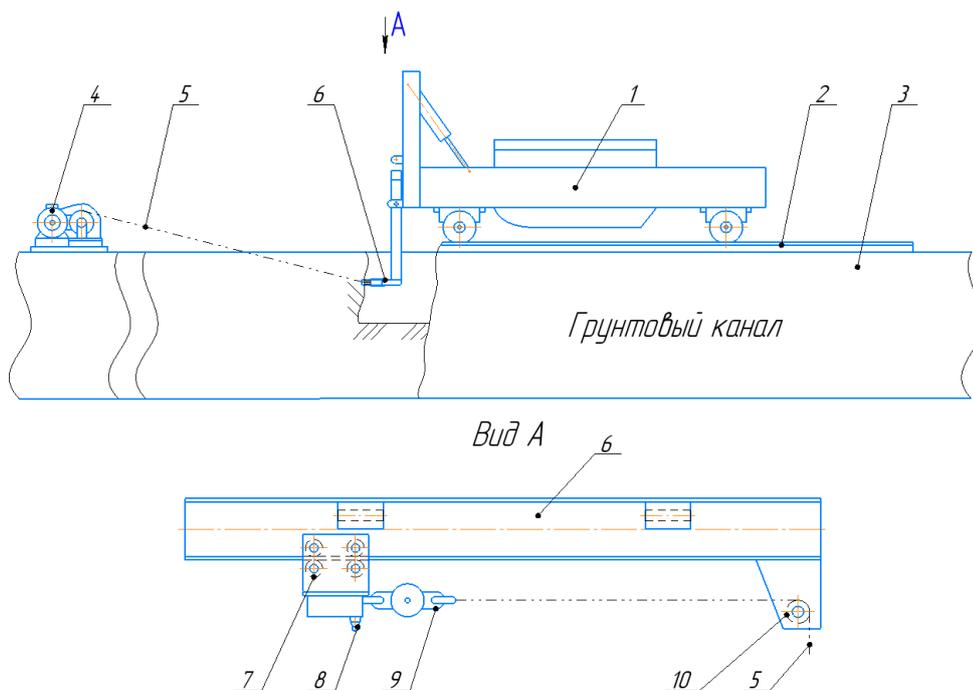


Рисунок 3.19 – Схема экспериментальной установки с резцом:

- 1 – тележка; 2 – рельсовые пути; 3 – грунт; 4 – привод передвижения державки; 5 – трос;
6 – рама; 7 – державка с роликами; 8 – резец; 9 – тензотяга; 10 – отклоняющий ролик

Изображение экспериментальной установки с резцом представлено на рисунке 3.20.



Рисунок 3.20 – Резец в державке

Для замера силы сопротивления перемещению использовались резцы, представленные на рисунке 2.4 [74].

Для замера силы натяжения троса была использована электронная тензотяга. Тарировка тензотяги проводилась при помощи динамометра ДПУ-5-2 с ценой деления 50 кгс (490 Н) (рисунок 3.21).

Динамометр ДПУ-5-2 с ценой деления 50 кгс (490 Н) представлен на рисунке 3.22. Техническая характеристика динамометра представлена в таблице 3.7.



Рисунок 3.21 – Тарировка электронной тензотяги



Рисунок 3.22 – Динамометр

Таблица 3.7 – Техническая характеристика динамометра

Наименование характеристики	Значение
Диапазон измерений, кН	0,25 – 5
Цена деления, кН	0,05
Чувствительность наибольшего предела взвешивания, %	0,5

Исходные параметры при проведении исследований с резцом (таблица 3.8).

Таблица 3.8 – Параметры проведения эксперимента

Параметр	Значение
Толщина стружки, мм	5
Угол резания, град	90-45
Линейная скорость резания, м/с	0,15 – 1,5
Пройденный путь, м	1,3

Особенностью проведения эксперимента является форма срезаемой резцом стружки, представленная на рисунке 3.23.

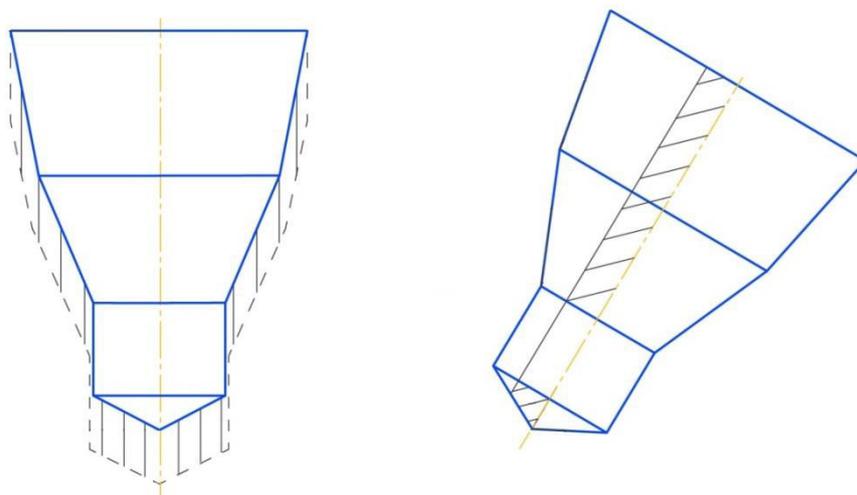


Рисунок 3.23 – Форма срезаемой стружки

Для резания грунта использовалась в основном боковая поверхность и наконечник резца. В связи с этим проход резца осуществлялся в 2 этапа. На первом этапе резец полностью погружался в грунт, запускался привод передвижения державки и резец проходил определенное расстояние. Затем резец возвращался в начальное положение, заглублялся на установленную глубину, определяемую толщиной стружки (5 мм), и вновь осуществлял резание грунта по уже пройденному следу. При проведении эксперимента требовалось изменять два параметра: скорость передвижения державки и угол резания. Это дало возможность исследовать процесс резания грунта с формой стружки, представленной на рисунке 3.23.

В таблице 3.9 в виде матрицы случайных чисел приведен порядок проведения этапов замеров силы резания от скорости движения передвижения державки и угла резания грунта резцом.

Таблица 3.9 – Порядок проведения исследований

α , рад.	$\pi/2$	$\pi/3$	$\pi/4$
ϑ_1 (0,15 м/с)	№ 15	№ 8	№ 11
ϑ_2 (0,30 м/с)	№ 4	№ 13	№ 6
ϑ_3 (0,60 м/с)	№ 3	№ 9	№ 1
ϑ_4 (1,00 м/с)	№ 5	№ 7	№ 2
ϑ_5 (1,50 м/с)	№ 14	№ 12	№ 10

Применение ряда случайных чисел с равномерным законом распределения при планировании эксперимента позволяет неслучайные

неоднородности грунта искусственно перевести в случайные и снизить их влияние при математической обработке.

Для определения мощности, затрачиваемой приводом, при осуществлении движения резца по окружности использовалась экспериментальная установка, изображенная на рисунке 3.11, в которой вместо шнекового рабочего органа была закреплена фрезерная головка с резцом (рисунок 3.24).

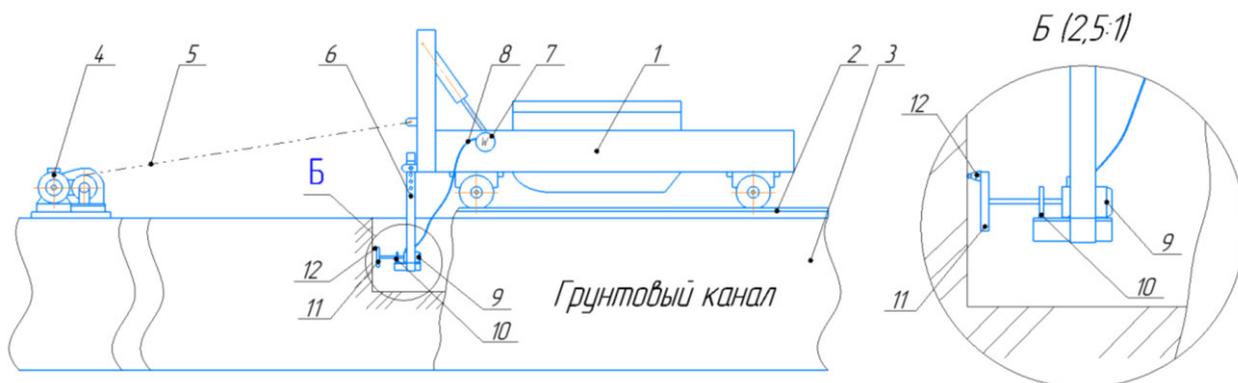


Рисунок 3.24 – Схема экспериментальной установки с фрезерной головкой
 1 – тележка; 2 – рельсовые пути; 3 – грунт; 4 – привод передвижения тележки;
 5 – трос; 6 – рама; 7 – ваттметр; 8 – кабель питания; 9 – мотор-редуктор;
 10 – опорный подшипник; 11 – фрезерная головка; 12 – резец

Изображение экспериментальной установки представлено на рисунке 3.25. Радиус установки резца составляет 0,1 м.



Рисунок 3.25 – Экспериментальная установка с фрезерной головкой

Эксперимент проводился следующим образом. Вначале запускалось вращение фрезерной головки до достижения установленной частоты вращения. Затем производилась постепенная подача фрезерной головки в направлении оси её вращения, что приводило к постепенному внедрению резца в грунт. Затрачиваемая мощность фиксировалась при полном погружении резца в грунт.

3.6 Обработка результатов эксперимента по исследованию удаления грунта шнеком

Используя методику, описанную в разделе 2.3, выполним расчет теоретических значений требуемого крутящего момента и мощности для привода шнека, используемого при проведении эксперимента (рисунок 3.13). Исходные данные расчета представлены в таблице 3.10.

Таблица 3.10 – Исходные данные расчета экспериментального шнека

Входные параметры	Значение
Диаметр шнека $D_{ш}$, м	0,15
Диаметр вала $d_{ш}$, м	0,025
Длина шнека $L_{ш}$, м	0,43
Шаг шнека $S_{ш}$, м	0,17
Угловая скорость вращения шнека $\omega_{ш}$, рад/с	12,5
Плотность грунта γ_0 , т/м ³	1600
Коэффициент внутреннего трения грунта μ	0,58

Установлено, что теоретическое значение крутящего момента для экспериментального шнека составило $M_{шт1}$ составило 12,8 Н·м, а требуемая мощность $N_{шт1} = 160$ Вт. Это показывает, что отклонение теоретических результатов от экспериментальных составляет 14%.

На основании полученных данных возможно вычислить крутящий момент и мощность, необходимые для привода шнека, используемого в конструкции телескопического фрезерного рабочего оборудования. Исходные данные для расчета шнека представлены в таблице 3.11.

Таблица 3.11 – Исходные данные расчета шнека рабочего оборудования

Входные параметры	Значение
Диаметр шнека $D_{ш}$, м	0,42
Диаметр вала $d_{ш}$, м	0,29
Длина шнека $L_{ш}$, м	0,26
Шаг шнека $S_{ш}$, м	0,21
Угловая скорость вращения шнека $\omega_{ш}$, рад/с	6,28
Плотность грунта γ_0 , т/м ³	1600
Коэффициент внутреннего трения грунта μ	0,58

В результате теоретического расчета крутящий момент, необходимый для привода шнека, составит $M_{шт} = 49,4$ Н·м, а мощность $N_{шт} = 310$ Вт. С учетом того, что экспериментальные показатели на 14% превышают теоретические, для последующих расчетов примем следующие значения: $M_{ш} = 56$ Н·м; $N_{ш} = 353$ Вт.

3.7 Обработка результатов эксперимента по исследованию разработки грунта резцом

Во время эксперимента с использованием установки, изображенной на рисунке 3.19, исследовалась зависимость силы резания грунта резцом от скорости движения резца и угла резания.

Исходя из результатов предыдущих исследований выдвигаем гипотезу об искомой зависимости силы резания [16, 49, 98]

$$E_{\text{э}} = C_y \cdot f_3(\vartheta) \cdot f_4(\alpha_p), \quad (3.39)$$

Если искомую зависимость записать в виде

$$E_{\text{э}}' = \frac{E_{\text{э}}}{C_y} = f_3(\vartheta) \cdot f_4(\alpha_p), \quad (3.40)$$

то для поиска зависимости (3.40) достаточно провести двухфакторный эксперимент двух независимых переменных ϑ и α_p . План и матрица результатов эксперимента представлены в таблице 3.12.

Таблица 3.12 – Значения сил резания

α , рад.	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/2$
v , м/с			
0,15	112,1	125,3	141,6
0,30	138,8	148,9	169,5
0,60	190,5	197,7	207,1
1,00	219,3	229,5	237,4
1,50	237,3	240,9	270,5

Логарифмируем зависимость (3.40)

$$\ln E_3' = \ln f_3(\vartheta) + \ln f_4(\alpha_p). \quad (3.41)$$

Заменяем значения ϑ и α_p их логарифмами, а матрицу наблюдаемых значений E_3 – логарифмом величины $E_3' = \frac{E_3}{C_y}$, где $C_y = 5$.

Таблицу 3.13 дополним столбцом $\ln f_3(\vartheta)$ и строкой $\ln f_4(\alpha_p)$.

Таблица 3.13 – Значения $\ln P'$

$\ln(\alpha)$	$\ln(\pi/4)$	$\ln(\pi/3)$	$\ln(\pi/2)$	$\ln f_3(\vartheta)$
$\ln(\vartheta)$				
$\ln(0,15)$	$\ln(112,1/5)$	$\ln(125,3/5)$	$\ln(141,6/5)$	3,225
$\ln(0,30)$	$\ln(138,8/5)$	$\ln(148,9/5)$	$\ln(169,5/5)$	3,414
$\ln(0,60)$	$\ln(190,5/5)$	$\ln(197,7/5)$	$\ln(207,1/5)$	3,680
$\ln(1,00)$	$\ln(219,3/5)$	$\ln(229,5/5)$	$\ln(237,4/5)$	3,823
$\ln(1,50)$	$\ln(237,3/5)$	$\ln(240,9/5)$	$\ln(270,5/5)$	3,909
$\ln f_4(\alpha_p)$	3,543	3,599	3,688	-

Значения элементов вектора $\ln f_3(\vartheta)$ находим как среднеарифметическое элементов соответствующей строки матрицы $\ln E_3'$.

Например,

$$\begin{aligned} \ln f_3(\vartheta) &= \ln f_3(0,15) = \\ &= \frac{\ln(112,1/5) + \ln(125,3/5) + \ln(141,6/5)}{3} = 3,225. \end{aligned}$$

Значения элементов логарифма $\ln f_4(\alpha_p)$ находим как среднеарифметическое элементов, соответствующего столбца матрицы $\ln E_3'$ [25].

Например,

$$\begin{aligned} \ln f_4 (\alpha_p) &= \ln f_4 \left(\frac{\pi}{3} \right) = \\ &= [\ln (125,3/5) + \ln (148,9/5) + \ln (197,7/5) + \ln (229,5/5) \\ &+ \ln (240,9/5)] = 3,599 . \end{aligned}$$

Следует отметить, что функции $\ln f_3 (\vartheta)$ и $\ln f_4 (\alpha_p)$ определяются с точностью до постоянного слагаемого, поэтому зависимость (3.41) запишем с учетом неизвестного слагаемого C_0

$$\ln E_{\vartheta}' = \ln f_3 (\vartheta) + \ln f_4 (\alpha_p) + C_0 . \quad (3.42)$$

Так как известны матрица $\ln P'$ и табличные значения $\ln f_3 (\vartheta)$ и $\ln f_4 (\alpha_p)$, то значения поправочного слагаемого $\ln f_4$ для каждого элемента матрицы $\ln P'$ определяется следующий образом

$$C_{ij} = \ln E_{\vartheta}'_{ij} - \ln f_3 (\vartheta_j) - \ln f_4 (\alpha_{pi}) , \quad (3.43)$$

где $i = 1 \div 5; j = 1 \div 3$.

Например,

$$\begin{aligned} C_{ij} &= \ln E_{\vartheta}'_{42} - \ln f_3 (\vartheta_4) - \ln f_4 (\alpha_{p2}) = \\ &= \ln (229,5/5) - 3,599 - 3,823 = -3,595 . \end{aligned}$$

По результатам расчета составляем матрицу постоянного слагаемого C

$$C = \begin{pmatrix} -3,658 & -3,602 & -3,570 \\ -3,633 & -3,618 & -3,579 \\ -3,583 & -3,602 & -3,645 \\ -3,584 & -3,595 & -3,651 \\ -3,592 & -3,632 & -3,606 \end{pmatrix} \quad (3.44)$$

Среднее арифметическое элементов матрицы

$$C_0 = \sum_{i=1}^5 \sum_{j=1}^3 C_{ij} /_{(3 \cdot 5)} = -3,610 . \quad (3.45)$$

Для того, чтобы зависимость (3.39) имела место, необходимо, чтобы все элементы матрицы C были одинаковы. Каждый элемент матрицы имеет небольшое отклонение от среднего значения C_0 . Чтобы принимать за

истинное значение C величину C_0 , необходимо показать, что отклонения величин C_{ij} от C_0 носят случайный характер. Для этого составим матрицу отклонений элементов C_{ij} от их среднего значения

$$\Delta C_{ij} = C_{ij} - C_0. \quad (3.46)$$

$$\Delta C = \begin{pmatrix} -0,048 & 0,0077 & 0,0403 \\ -0,023 & -0,0085 & 0,0314 \\ 0,027 & 0,0079 & -0,035 \\ 0,026 & 0,0152 & -0,041 \\ 0,018 & -0,022 & 0,004 \end{pmatrix} \quad (3.47)$$

Среднеквадратичное отклонение составит

$$\sigma_{\Delta C} = \sqrt{\sum_{i=1}^5 \sum_{j=1}^3 \Delta C_{ij}^2 / (3 \cdot 5)} = 0,028. \quad (3.48)$$

Критерий Стьюдента

$$t = \frac{\max |\Delta C_{ij}|}{\sigma_{\Delta C}} = \frac{0,048}{0,028} = 1,71. \quad (3.49)$$

Справочное значение критерия Стьюдента находим из таблиц

$$t = t(\alpha_3, e), \quad (3.50)$$

где $\alpha_3 = 0,05$ – уровень значимости; $e = 3 \cdot 5 - 2 = 13$ – число степеней свободы.

$$t_p = t(0,05; 13) = 2,16.$$

Из расчетов видно, что $t < t_p$. Это значит, что матрица ΔC составлена из случайных чисел, что отклонения C_{ij} от их среднего значения объясняются случайными воздействиями при проведении эксперимента, что доказывает справедливость гипотезы (3.42). Используя значения таблицы 3.12, строим графики зависимостей $\ln f_3(\vartheta)$ от переменной $\ln \vartheta$ (рисунок 3.26) и $\ln f_4(\alpha_p)$ от переменной $\ln \alpha_p$ (рисунок 3.27). Графики носят линейный характер, которые аппроксимируются следующими зависимостями

$$\ln f_3(\vartheta) = 0,3078 \ln \vartheta + 3,807 \quad (3.51)$$

$$\ln f_4(\alpha_p) = 0,2106 \ln \alpha_p + 3,592 \quad (3.52)$$

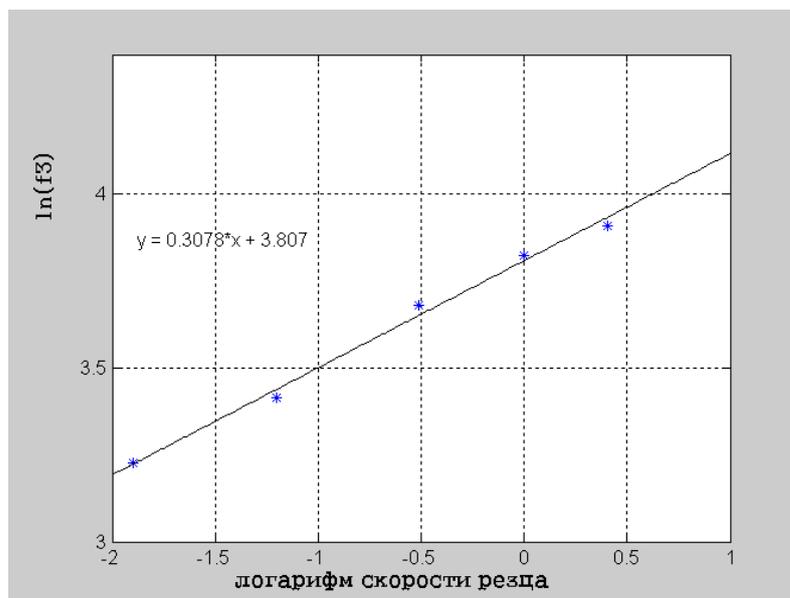


Рисунок 3.26 – Зависимость функции f_3 от скорости резания в логарифмических координатах

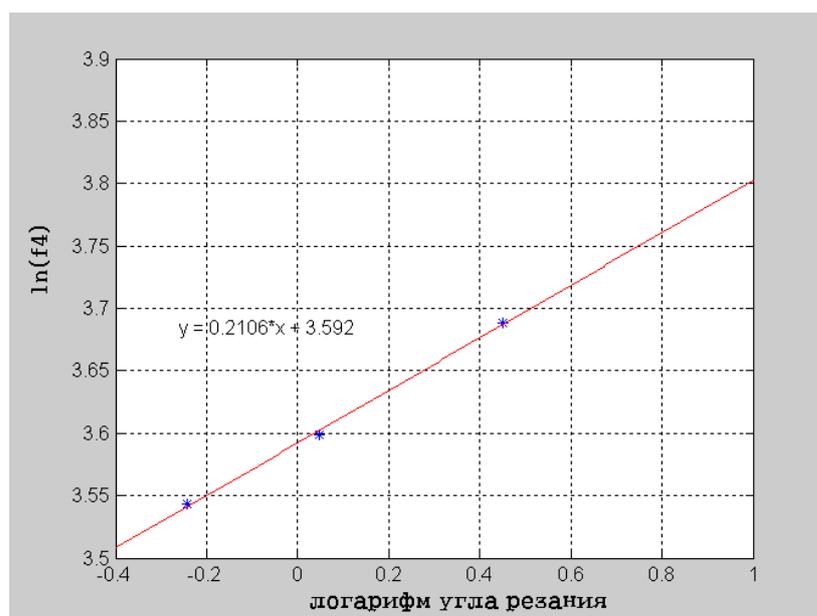


Рисунок 3.27 – Зависимость функции f_4 от угла резания в логарифмических координатах

С учетом последних выражений искомая зависимость (3.42) принимает вид

$$\ln E_{\vartheta}' = 0,3078 \ln \vartheta + 0,2106 \ln \alpha_p + 3,789 \quad (3.53)$$

Окончательно имеем

$$E_{\vartheta}' = \frac{E_{\vartheta}}{c_y} = e^{3,789} \cdot \vartheta^{0,3078} \cdot \alpha_p^{0,2106} = 44,21 \cdot \vartheta^{0,3078} \cdot \alpha_p^{0,2106} \quad (3.54)$$

или

$$E_{\text{э}} = C_y \cdot 44,21 \cdot \vartheta^{0,3078} \cdot \alpha_p^{0,2106} \quad (3.55)$$

Эта зависимость графически представлена на рисунке 3.28.

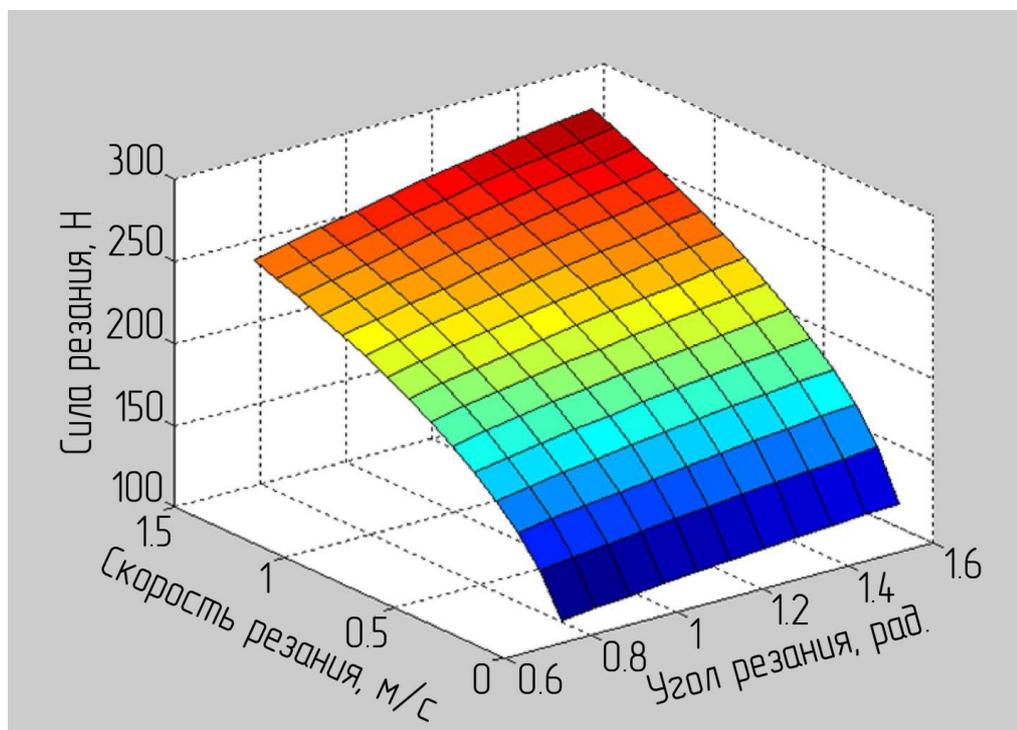


Рисунок 3.28 – Зависимость силы резания
грунта резцом от скорости и угла резания

Наибольшее влияние на силу резания оказывает скорость движения резца. Максимальная сила резания в исследуемой области возникает при скорости резания 1,5 м/с, величине угла установки резца 90° и составляет 275 Н.

В связи с тем, что резец осуществляет движение по окружности, дополнительно был выполнен эксперимент с использованием установки, представленной на рисунке 3.24.

Так как мощность и крутящий момент связаны, можно найти последний, измеряя значения мощности при различных режимах работы. В результате эксперимента были получены значения мощности, необходимой для привода фрезерной головки. Результаты измерения представлены в таблице 3.14.

Таблица 3.14 – Значения измеряемой мощности

ω , рад/с	v , м/с	α , рад.	N , Вт.
6,28	0,62	$\pi/4$	124
10	1,00		233
15	1,50		369

Разделив значения мощности на угловую скорость вращения получим значения крутящего момента, представленные в таблице 3.15.

Таблица 3.15 – Результаты эксперимента

ω , рад/с	v , м/с	α , рад.	N , Вт.	M , Н·м.
6,28	0,62	$\pi/4$	124	19,7
10	1,00		233	23,3
15	1,50		369	24,6

Используя данные таблицы 3.12, умноженные на радиус установки резцов, равный 0,1 метра, найдем крутящий момент. Также используем значения крутящего момента, представленные в таблице 3.15, полученные при выполнении эксперимента, в котором резец движется по окружности. Полученные значения обозначим на графике (рисунок 3.29), отражающем значения моментов сил сопротивления резанию грунта резцом при линейном движении резца и при движении резца по окружности с величиной угла резания $\alpha = \pi/4$ рад. и при значении линейной скорости резца v в диапазоне от 0,6 до 1,5 м/с.

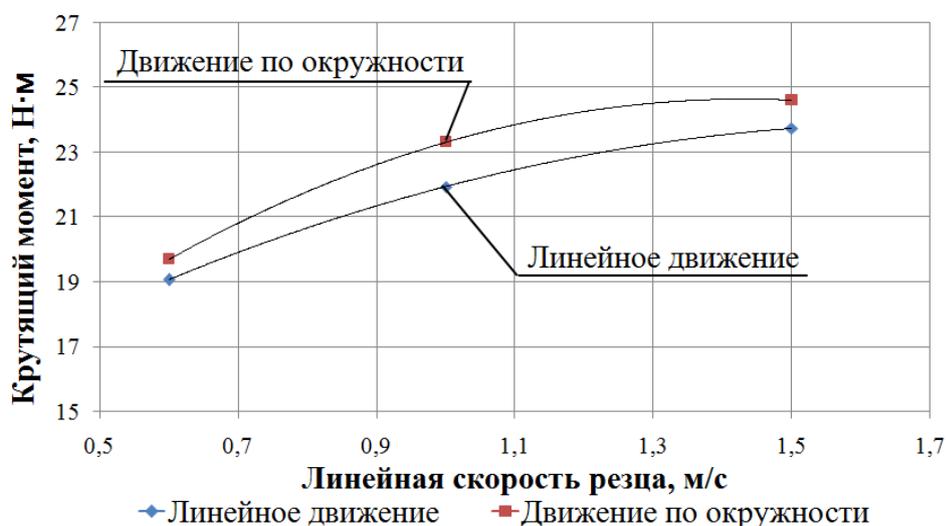


Рисунок 3.29 – Зависимость крутящего момента сопротивления резанию грунта от линейной скорости резца

Результаты расчета показали, что значение критерия Стьюдента составляет $t_{экс} = 1,33$. Справочное значение критерия Стьюдента для исследуемых зависимостей $t_m = 2,77$. Следовательно, отклонения двух экспериментов можно объяснить воздействиями случайного характера, а их результаты можно считать адекватными.

3.8 Оценка адекватности разработанной математической модели

Математическая модель считается адекватной при выполнении следующих условий:

- 1) отклонения теоретических значений от экспериментальных представляет собой случайную величину;
- 2) математическое ожидание (средняя величина) отклонений стремится к нулю.

Значения отклонений представлены в матрице Δ

$$\Delta C = \begin{pmatrix} -5,06 & 0,817 & 6,02 \\ -6,23 & -5,19 & 1,68 \\ 11,0 & 6,87 & -0,634 \\ 9,21 & 6,29 & -5,7 \\ -0,711 & -12,0 & -4,92 \end{pmatrix}$$

Математическое ожидание отклонений

$$M_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{n}, \quad (3.56)$$

где x_i – значения отклонений матрицы Δ ; n – количество проведенных экспериментов

$$M_{\Delta} = 0,0962 \text{ Н.}$$

Среднеквадратическое отклонение элементов матрицы отклонений

$$\sigma_{\Delta} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - x_{\text{ср}})^2}{n-1}}, \quad (3.57)$$

где $x_{\text{ср}}$ – среднее значение отклонений матрицы Δ .

$$\sigma_{\Delta} = 6,68 \text{ Н.}$$

Критерий Стьюдента отклонений

$$t_{\Delta} = \frac{\max(\Delta - M_{\Delta})}{\sigma_{\Delta}} = \frac{12 + 0,0962}{6,68} = 1,83.$$

Соответствующее справочное значение критерия Стьюдента

$$t_T(\alpha_3, n - 2) = t_T(0,05, 13) = 2,16.$$

Таким образом

$$t_{\Delta} = 1,83 < t_T(0,05, 13) = 2,16.$$

Отклонения теоретических значений от экспериментальных вызваны случайными воздействиями при проведении эксперимента.

Среднеквадратическая ошибка среднего результата

$$\sigma_{M\Delta} = \frac{\sigma_{\Delta}}{\sqrt{n_{\text{матр}}}},$$

где $n_{\text{матр}}$ – число элементов матрицы Δ , $n_{\text{матр}} = 15$.

$$\sigma_{M\Delta} = \frac{6,68}{\sqrt{15}} = 1,72.$$

Критерий Стьюдента отклонения среднего результата от нуля

$$t_{M\Delta} = \frac{|0 - M\Delta|}{\sigma_{M\Delta}} = \frac{0,0968}{1,72} = 0,056 < t_T = 2,16,$$

то есть отклонение среднего результата ошибок от нуля объясняется случайными воздействиями. Выполняются оба условия адекватности, следовательно, математическая модель (3.52) адекватна.

3.9 Расчет суммарного крутящего момента на рабочем органе исходя из экспериментальных значений

Ввиду адекватности зависимости (3.55) легко вычисляется крутящий момент на резцах. Крутящий момент на одном заднем резце

$$M_Z = E_{\text{Э}} \cdot \left(R_T - l_p \cdot \sin \frac{\alpha_p}{2} \right). \quad (3.58)$$

Полагая в зависимости (3.52)

$$\vartheta = \omega \cdot \left(R_T - l_p \cdot \sin \frac{\alpha_p}{2} \right),$$

Находим зависимость силы сопротивления на заднем резце

$$E_{Эз} = C_y \cdot 44,21 \cdot \omega^{0,3078} \cdot \left(R_T - l_p \cdot \sin \frac{\alpha_p}{2}\right)^{0,3078} \cdot \alpha_p^{0,2106}, \quad (3.59)$$

где l_p – длина резца, м.

С учетом последнего выражения имеем

$$M_Z = C_y \cdot 44,21 \cdot \omega^{0,3078} \cdot \left(R_T - l_p \cdot \sin \frac{\alpha_p}{2}\right)^{1,3078} \cdot \alpha_p^{0,2106}. \quad (3.60)$$

Крутящий момент на передних резцах

$$M_P = E_{Эн} \cdot 2r_H + E_{Эв} \cdot 2r_B, \quad (3.61)$$

где $E_{Эн}$, $E_{Эв}$ – силы резания на наружных и внутренних резцах; r_H , r_B – радиусы вращения наружных и внутренних резцов.

По аналогии с формулой (3.56)

$$E_{Эн} = C_y \cdot 44,21 \cdot \omega^{0,3078} r_H^{0,3078} \alpha_p^{0,2106}; \quad (3.62)$$

$$E_{Эв} = C_y \cdot 44,21 \cdot \omega^{0,3078} r_B^{0,3078} \alpha_p^{0,2106}. \quad (3.63)$$

Подставляя эти выражения в формулу (3.58) находим

$$M_P = 2 \cdot C_y \cdot 44,21 \cdot \omega^{0,3078} \alpha_p^{0,2106} (r_H^{1,3078} + r_B^{1,3078}). \quad (3.64)$$

Суммарный крутящий момент на задних и передних резцах

$$M_C = M_P + N \cdot M_Z = C_y \cdot 44,21 \cdot \omega^{0,3078} \alpha_p^{0,2106} \times \\ \times \left\{ 2(r_H^{1,3078} + r_B^{1,3078}) + N \cdot \left(R_T - l_p \cdot \sin \frac{\alpha_p}{2}\right)^{1,3078} \right\}. \quad (3.65)$$

Для исследуемого рабочего органа $\alpha_p = \frac{\pi}{3}$, $r_H = 0,1$ м, $r_B = 0,05$ м, $R_T = 0,15$ м, $l_p = 0,044$ м, $\omega = 2\pi$, $N = 3$, $C_y = 10$.

$$M_C = 277 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарный крутящий момент сопротивления на рабочем органе представлен суммой сопротивлений на резцах и шнеке. Крутящий момент сил сопротивления на резцах определяется по формуле (3.64), а на шнеке – по методике, изложенной в разделе 3.3. Суммарный крутящий момент, действующий на рабочий орган, составит:

$$M_{PO} = 277 + 56 = 333 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Программа, позволяющая получить графические зависимости момента сопротивления, возникающего на резцах рабочего органа, представлена в приложении Г.

Выводы по главе

1. Результаты анализа эксперимента позволяют подтвердить адекватность разработанной математической модели «рабочий орган фрезерного рабочего оборудования экскаватора – грунт». Критерий Стюдента не превышает соответствующее справочное значение.

2. Установлено, что при скорости резания менее 1,5 м/с сопротивление резанию грунта резцами с возможностью вращения вокруг собственной оси при движении резца по прямолинейной и криволинейной траекториям практически одинаковы.

3. Существенное влияние на силу сопротивления резанию оказывает скорость резания грунта резцом и угол его установки на фрезерной головке. При увеличении скорости резания от 0,15 м/с до 1,5 м/с сила сопротивления резанию возрастает в 2 раза. С уменьшением угла установки резца в исследуемом диапазоне (с 1,6 до 0,6 радиан) сила сопротивления резанию снижается на 20 %.

4. Для определения влияния геометрии резца на относительную деформацию грунта определен поправочный коэффициент f_0 . При расчете сопротивления резанию с допущением о постоянстве относительной деформации грунта можно пользоваться условной относительной деформацией грунта. Величина условной относительной деформации грунта зависит не только от его свойств, но и от скорости вращения рабочего органа и его геометрических параметров.

5. Сравнение результатов расчета и экспериментальных исследований мощности и крутящего момента шнека рабочего органа показало хорошую сходимость. Для привода шнека, используемого на фрезерном рабочем оборудовании, при скорости вращения фрезерной головки 1 об/сек необходим крутящий момент 56 Н·м и мощность 353 Вт.

4 РЕКОМЕНДАЦИИ К ПРАКТИЧЕСКОМУ ПРИМЕНЕНИЮ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО ФРЕЗЕРНОГО РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭКСКАВАТОРА

4.1 Методика расчета основных параметров и режимов работы рабочего органа

Для практического использования результатов теоретических и экспериментальных исследований разработана методологическая схема определения рациональных параметров и режимов работы телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора (рисунок 4.1).

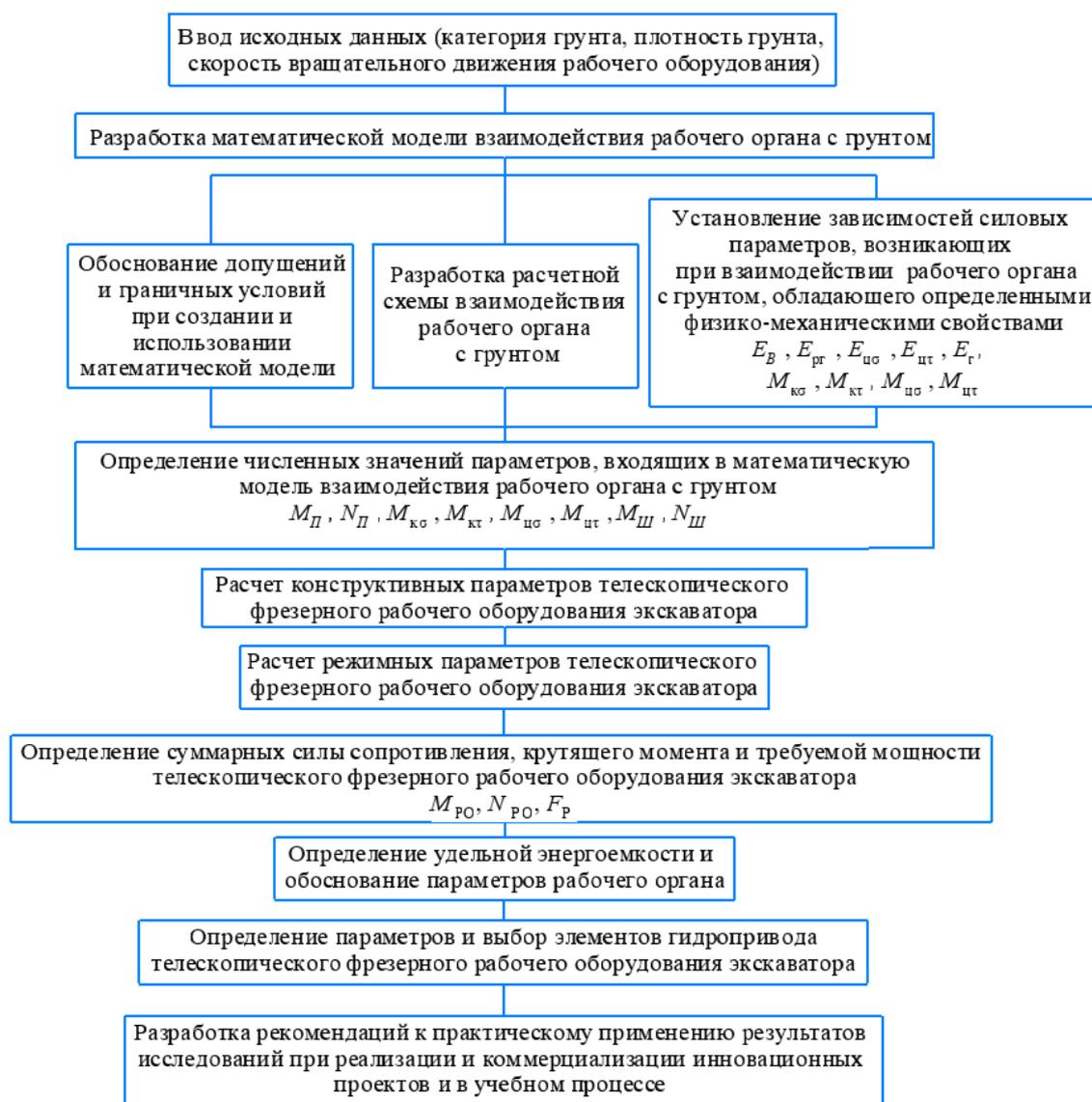


Рисунок 4.1 – Методологическая схема определения параметров и режимов работы телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора

На основе методологической схемы разработана инженерная методика определения основных параметров и режимов работы телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора, которая включает в себя следующие этапы:

1. Задание значений исходных данных.
2. Обоснование допущений и разработка расчетных схем взаимодействия рабочего органа с грунтом.
3. Определение силы сопротивления внедрению и резанию наконечниками передних резцов.
4. Определение силы сопротивления при взаимодействии конической и цилиндрической поверхности передних резцов с грунтом.
5. Определение крутящего момента силы сопротивления, действующего на передние резцы.
6. Определение силы сопротивления при взаимодействии конической и цилиндрической поверхности задних резцов с грунтом.
7. Определение крутящего момента силы сопротивления, действующего на задние резцы.
8. Определение крутящего момента и мощности, необходимых для привода шнека рабочего органа.
9. Определение суммарного крутящего момента и мощности привода фрезерного рабочего оборудования экскаватора.
10. Выбор параметров и элементов гидропривода.

Методика определения основных параметров и режимов работы рабочего органа позволила получить зависимости для определения силы сопротивления внедрению в грунт, сил сопротивления резанию для конической и цилиндрической частей резца, крутящего момента сил трения о поверхность резцов и суммарного крутящего момента и мощности привода рабочего оборудования.

4.2 Определение крутящего момента, мощности и производительности рабочего органа

Для всестороннего понимания процесса взаимодействия резцов с грунтом введем понятие удельных величин крутящего момента и мощности, приходящихся на один резец и определяемых как частные этих величин на толщину рыхления h_p , а также понятие удельной производительности, как отношение производительности к мощности [60].

Толщина рыхления грунта резцами определяется зависимостью:

$$h_p = l_p \cdot \sin \alpha_p, \quad (4.1)$$

Для заднего резца производительность можно вычислить следующим образом:

$$P_Z = v_{cp} \cdot h_p \cdot (R_T + 0,5h_p) \cdot \omega, \quad (4.2)$$

где v_{cp} – средняя ширина резца.

Суммарная производительность передних резцов вычисляется из зависимости:

$$P_P = (2v_{cp} \cdot h_p \cdot r_H + 2v_{cp} \cdot h_p \cdot r_B) \cdot \omega = 3v_{cp} \cdot h_p \cdot r_H \cdot \omega, \quad (4.3)$$

На рисунках 4.2 – 4.5 представлены поверхности, отражающие зависимость удельного крутящего момента и удельной мощности на один задний и передний резцы в зависимости от угла резания и угловой скорости.

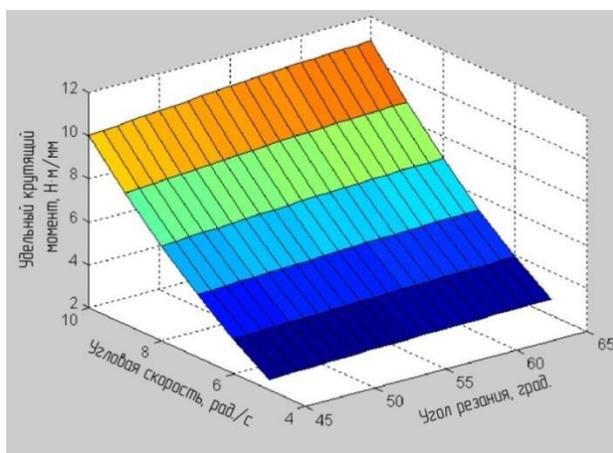


Рисунок 4.2 – Зависимость удельного крутящего момента на переднем резце от угла резания и угловой скорости

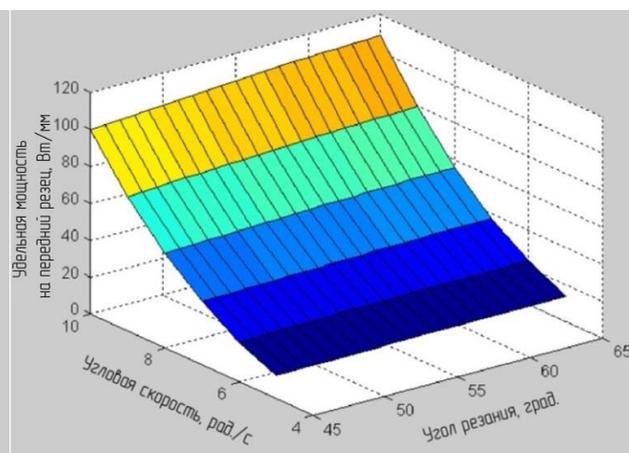


Рисунок 4.3 – Зависимость удельной мощности на переднем резце от угла резания и угловой скорости

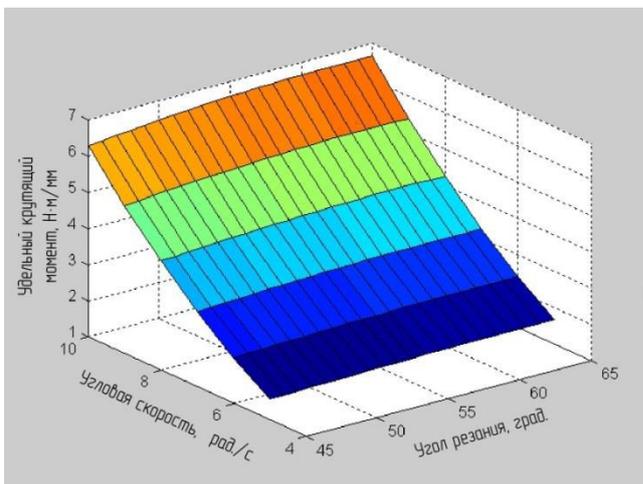


Рисунок 4.4 – Зависимость удельного крутящего момента на заднем резце от угла резания и угловой скорости

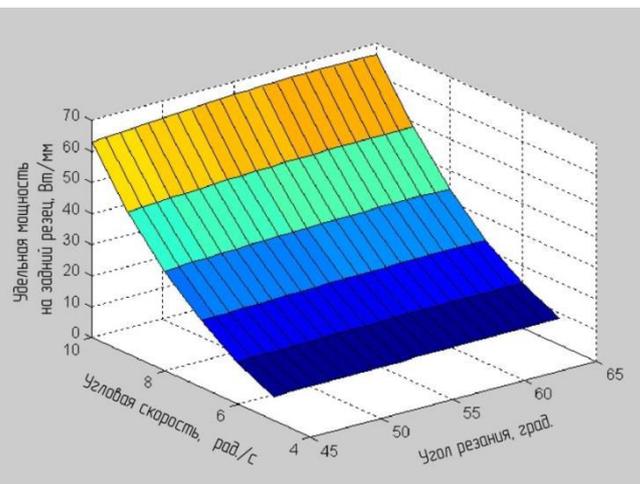


Рисунок 4.5 – Зависимость удельной мощности на заднем резце от угла резания и угловой скорости

На рисунках 4.6, 4.7 представлены поверхности, отражающие зависимость удельной производительности для заднего и переднего резца от тех же независимых переменных.

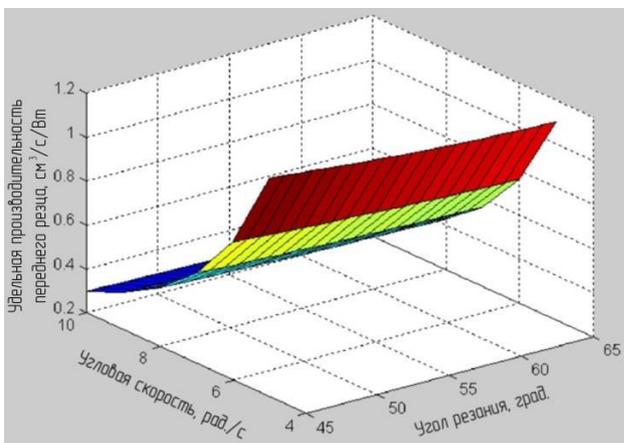


Рисунок 4.6 – Зависимость удельной производительности на переднем резце от угла резания и угловой скорости

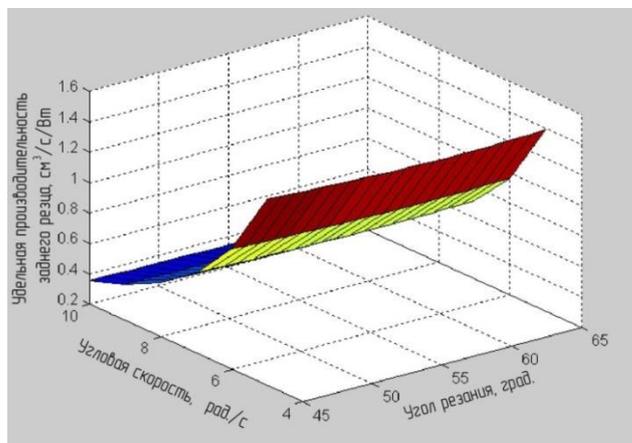


Рисунок 4.7 – Зависимость удельной производительности на заднем резце от угла резания и угловой скорости

Из анализа графиков зависимостей для резцов следует, что крутящий момент и мощность на задних резцах, а также их удельные величины снижаются с уменьшением угловой скорости и снижением угла резания. При этом возрастает удельная производительность резцов. Однако при больших

значениях угла резания ухудшается удаление срезанного грунта из забоя. Поэтому ограничиваем значение угла резания верхним пределом $\alpha_p = 65^\circ$. Из ряда современных высокомоментных гидромоторов принимаем максимальное значение угловой скорости $\omega = 2\pi$ рад/с.

Анализируя исходные теоретические зависимости, можно заметить, что крутящий момент на резах пропорционален квадрату угловой скорости ω^2 . Для проверки этой гипотезы строим графики зависимостей $M_{кр}/\omega^2$ от угла резания и угловой скорости для заднего и переднего резцов (рисунки 4.8, 4.9).

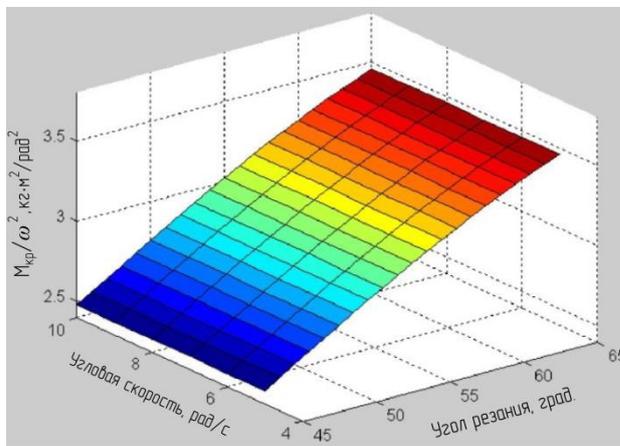


Рисунок 4.8 – Зависимость $M_{кр}/\omega^2$ для переднего резца от угла резания и угловой скорости

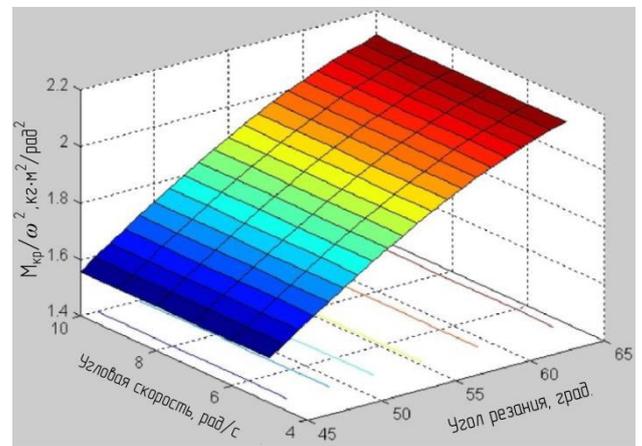


Рисунок 4.9 – Зависимость $M_{кр}/\omega^2$ для заднего резца от угла резания и угловой скорости

Анализ полученных графиков показывает, что величина $M_{кр}/\omega^2$ действительно не зависит от угловой скорости. Таким образом, для задних и передних резцов справедливы зависимости:

$$\frac{M_3}{\omega^2} = f_1(\alpha_p); \quad (4.4)$$

$$\frac{M_{II}}{\omega^2} = f_2(\alpha_p). \quad (4.5)$$

Графики функций $f_1(\alpha_p)$ и $f_2(\alpha_p)$ представлены на рисунках 4.10, 4.11.

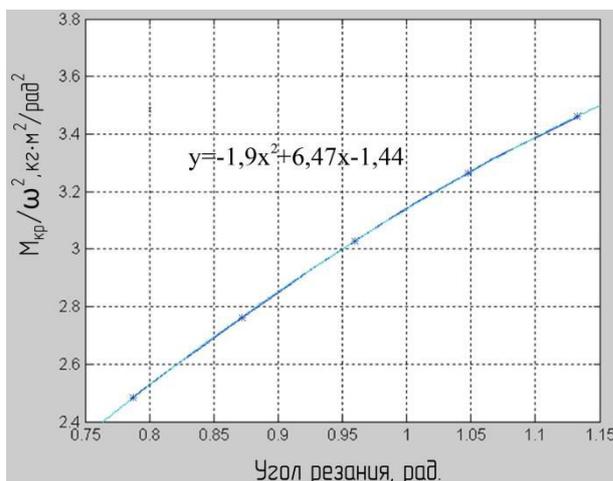


Рисунок 4.10 – Зависимость $M_{кр}/\omega^2$ от угла резания на передних резцах

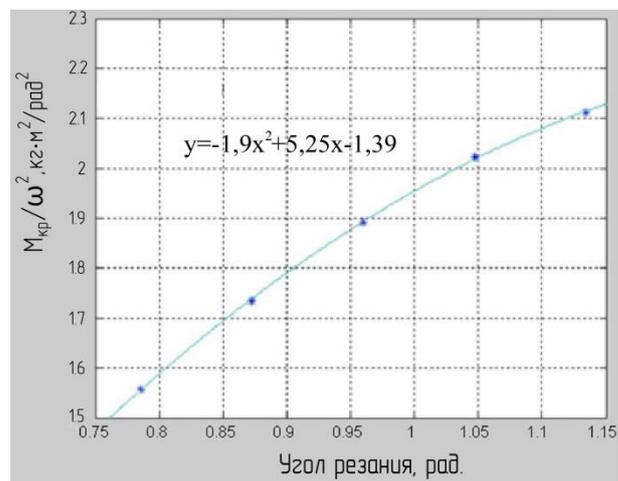


Рисунок 4.11 – Зависимость $M_{кр}/\omega^2$ от угла резания на одном заднем резце

Пользуясь методами обработки графиков, из ПО «Matlab» находим, что обе функции успешно аппроксимируются квадратичной зависимостью

$$f_1(\alpha_p) = 5,25\alpha_p - 1,9\alpha_p^2 - 1,39; \quad (4.6)$$

$$f_2(\alpha_p) = 6,47\alpha_p - 1,9\alpha_p^2 - 1,44. \quad (4.7)$$

Очевидно, что крутящий момент на резцах описывается следующими выражениями:

$$M_3 = \omega^2 f_1(\alpha_p) = \omega^2(5,25\alpha_p - 1,9\alpha_p^2 - 1,39); \quad (4.8)$$

$$M_{II} = \omega^2 f_2(\alpha_p) = \omega^2(6,47\alpha_p - 1,9\alpha_p^2 - 1,44). \quad (4.9)$$

Суммарный крутящий момент на резцах вычисляется следующим образом:

$$\Sigma M = \omega^2 [N \cdot (5,25\alpha_p - 1,9\alpha_p^2 - 1,39) + (6,47\alpha_p - 1,9\alpha_p^2 - 1,44)], \quad (4.10)$$

где N – количество задних резцов.

Суммарный крутящий момент пропорционален величине $\frac{\gamma_0}{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_0}$, учитывающей относительную деформацию грунта. Расчетное значение относительной деформации грунта составит $\varepsilon_0 = 1 \cdot 10^{-3}$. Действительное значение ε принимаем по формуле (3.30) с учетом величины f_0 из зависимости (3.29). С учетом этого получим:

$$\varepsilon = 7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,763 \cdot \vartheta. \quad (4.11)$$

Чтобы получить действительное значение суммарного момента достаточно правую часть зависимости (4.11) умножить на следующую зависимость:

$$\frac{\varepsilon_0}{\varepsilon} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,763 \cdot \vartheta} \quad (4.12)$$

При этом следует помнить, что линейные скорости задних, передних наружных и передних внутренних резцов различны, следовательно, различны и относительные деформации грунтов в зоне их взаимодействия с резцами. Чтобы вычислить значения крутящих моментов на передних наружных и передних внутренних резцах следует иметь в виду следующее:

$$M \sim \vartheta^2 \cdot r = \omega^2 \cdot r^3; \quad (4.13)$$

$$\frac{M_H}{M_B} = \frac{\omega^2 \cdot r_H^3}{\omega^2 \cdot r_B^3} = \left(\frac{r_H}{r_B}\right)^3 = \left(\frac{0,1}{0,05}\right)^3 = \frac{8}{1}; \quad (4.14)$$

$$\frac{M_H}{8} = \frac{M_B}{1}. \quad (4.15)$$

С учетом известного свойства пропорции получим

$$\frac{M_H + M_B}{8 + 1} = \frac{M_B}{1} = \frac{M_H}{8}. \quad (4.16)$$

Так как $M_H + M_B = M_{\Pi}$, то

$$M_B = \frac{M_{\Pi}}{9}; \quad M_H = \frac{8 \cdot M_{\Pi}}{9}. \quad (4.17)$$

Относительные деформации грунта в зонах контакта с резцами составят

$$\frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_Z} = \frac{1}{7 \cdot 0,763 \cdot \vartheta_Z} = \frac{1}{7 \cdot 0,763 \cdot \omega \cdot R_T}; \quad (4.18)$$

$$\frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_H} = \frac{1}{7 \cdot 0,763 \cdot \vartheta_H} = \frac{1}{7 \cdot 0,763 \cdot \omega \cdot r_H}; \quad (4.19)$$

$$\frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_B} = \frac{1}{7 \cdot 0,763 \cdot \vartheta_B} = \frac{1}{7 \cdot 0,763 \cdot \omega \cdot r_B}; \quad (4.20)$$

С учетом (4.12), (4.17) – (4.20) зависимость (4.10) приобретает следующий вид

$$\sum M = \frac{\omega}{7 \cdot 0,763} \cdot \left[\frac{N \cdot (5,25\alpha_p - 1,9\alpha_p^2 - 1,39)}{R_T} + \frac{8 \cdot (6,47\alpha_p - 1,9\alpha_p^2 - 1,44)}{9 \cdot r_H} + \frac{(6,47\alpha_p - 1,9\alpha_p^2 - 1,44)}{9 \cdot r_B} \right]. \quad (4.21)$$

В рисунке 4.12 показан график суммарного крутящего момента на резцах исходя из теоретической зависимости (4.21). На рисунке 4.13 изображен график на основе зависимости (3.62), полученной после обработки экспериментальных данных. Отклонения теоретических значений суммарного крутящего момента на резцах от экспериментальных характеризуются среднеквадратичным отклонением $\sigma = 10,4$ Н·м и максимальным отклонением $\sigma_{\max} = 20,5$ Н·м. Критерий Стьюдента составляет $t = 1,98$, справочное значение которого для исследуемого случая равно $t_n = 2,1$. Так как $t < t_n$, то отклонения носят случайный характер. Для значения угла резания 0,9 радиан получены теоретическая и экспериментальная зависимости суммарного крутящего момента для привода резцов от угловой скорости, показывающие высокую сходимость теоретических и экспериментальных данных (рисунок 4.14).

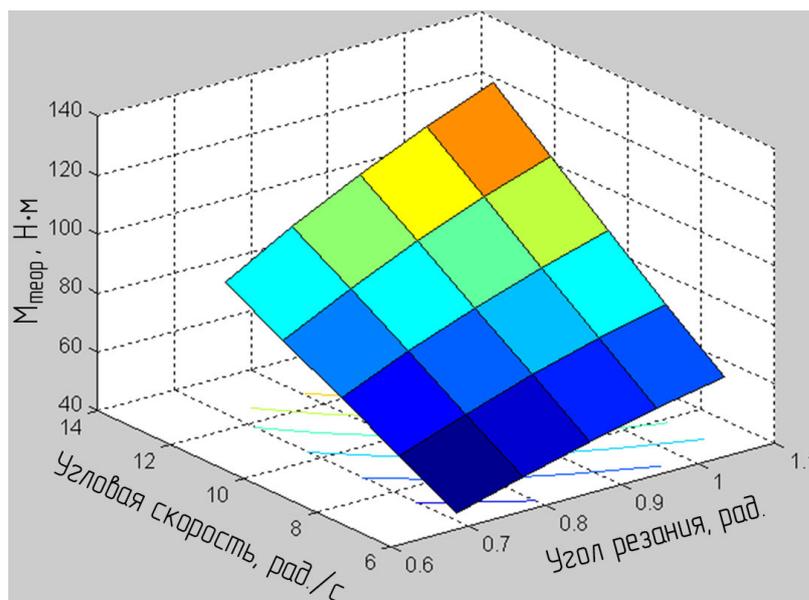


Рисунок 4.12 – Теоретическая зависимость суммарного крутящего момента для привода резцов от угловой скорости и угла резания

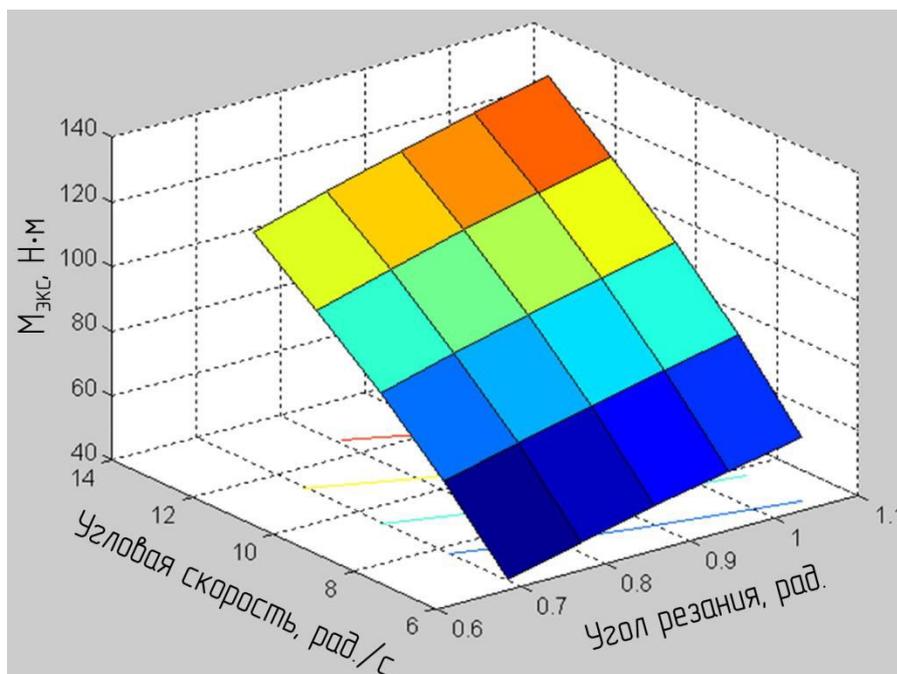


Рисунок 4.13 – Экспериментальная зависимость суммарного крутящего момента для привода резцов от угловой скорости и угла резания



Рисунок 4.14 – Теоретическая и экспериментальная зависимости суммарного крутящего момента для привода резцов от угловой скорости

Для удобства использования полученных зависимостей была составлена блок-схема алгоритма, которая позволяет определить требуемый крутящий момент гидромотора исходя из физико-механических свойств грунта и параметров рабочего оборудования (рисунок 4.15).

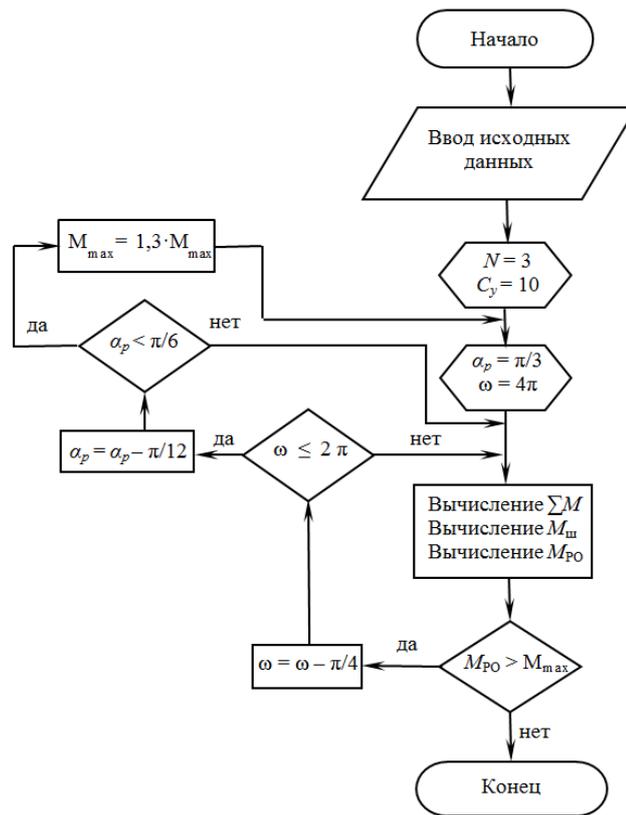


Рисунок 4.15 – Блок-схема алгоритма определения крутящего момента гидромотора

Для определения крутящего момента необходимо задать: количество задних резцов N , число ударов ударника ДорНИИ C_y , угол установки резцов α , угловую скорость вращения фрезерной головки ω . Вычисляем суммарный крутящий момент на резцах $\sum M$, крутящий момент для привода шнека $M_{ш}$ и крутящий момент на рабочем органе M_{PO} , равный сумме крутящий моментов на резцах и шнеке. Полученное значение сравниваем с максимальным крутящим моментом, указанным в технической характеристике предварительно выбранного гидромотора. Если суммарный крутящий момент не превышает максимальный, то подбор нового гидромотора не требуется. В случае, если условие не соблюдается, необходимо уменьшить скорость вращения базового гидромотора на $\pi/4$ рад/с, заново рассчитать требуемый крутящий момент M_{PO} и сравнить с максимальным. При этом угловую скорость рекомендуется установить не меньше 2π рад/с, так как при снижении данного параметра производительность снижается.

Если после прохождения первого цикла алгоритма угловая скорость вращения будет минимальной, требуется постепенное уменьшение угла установки резцов. При этом минимальный угол установки резцов не может быть меньше $\pi/6$ рад.

Если при прохождении первого и второго циклов алгоритма суммарный крутящий момент превышает максимальный крутящий момент гидромотора, необходимо выбрать иной гидромотор, максимальный крутящий момент которого на 30% больше, чем базового. После этого необходимо заново следовать действиям, указанным в алгоритме с начальными параметрами угла установки резцов и угловой скоростью фрезерной головки.

Если после прохождения циклов алгоритма угол установки резцов и угловая скорость фрезерной головки удовлетворяют требуемым условиям, то выбранный гидромотор рекомендуется к применению при заданных исходных данных.

4.3. Определение величины удельной энергоемкости процесса разработки грунта

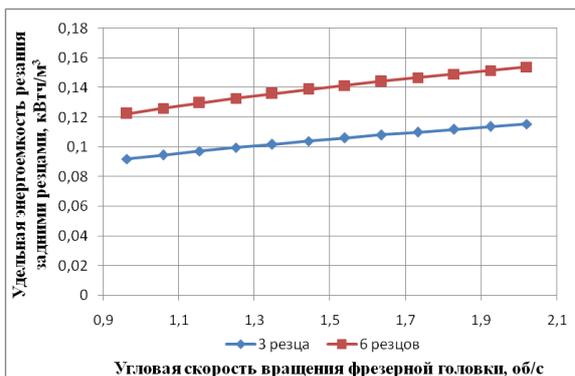
Критерием эффективности рабочего процесса энергоемкость. Основными параметрами, влияющими на энергоемкость, являются геометрические параметры рабочего органа, которые влияют на величину крутящего момента при работе оборудования.

Удельную энергоемкость процесса разработки грунта определим с использованием зависимостей (3.59), (3.60), (4.2) и (4.3).

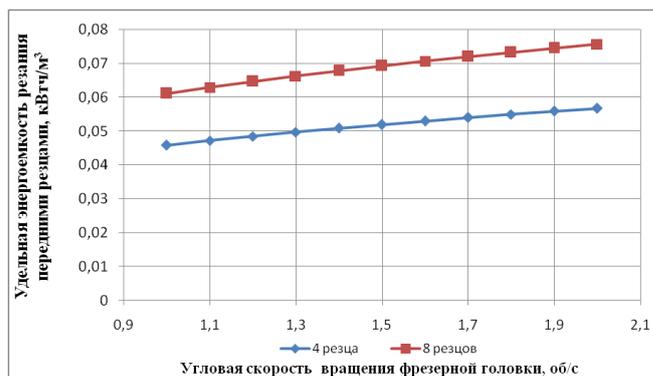
$$\mathcal{E}_{уд} = \frac{P_H \cdot \vartheta}{1000 \cdot (\Pi)}, \quad (4.22)$$

где Π – производительность резца.

Построим графики зависимостей удельной энергоемкости резания передним и задними резцами от угловой скорости вращения фрезерной головки (рисунок 4.16).



а)



б)

Рисунок 4.16 – Зависимость удельной энергоемкости резания грунта от угловой скорости вращения фрезерной головки
а) задние резцы; б) передние резцы

Из анализа графиков следует, что для повышения энергоэффективности рациональное значение угловой скорости вращения фрезерной головки находится в диапазоне 6,28 – 12,6 рад/с. Очевидно, что при установке двух резцов на одном секторе резания удельная энергоемкость процесса возрастает на 30 %. В связи с этим, рационально устанавливать 4 передних резца и 3 задних резца.

Суммарная удельная энергоемкость рабочего органа является суммой удельной энергоемкости передних резцов, задних резцов и шнека. Была построена зависимость для двух видов рабочего органа (рисунок 4.17).

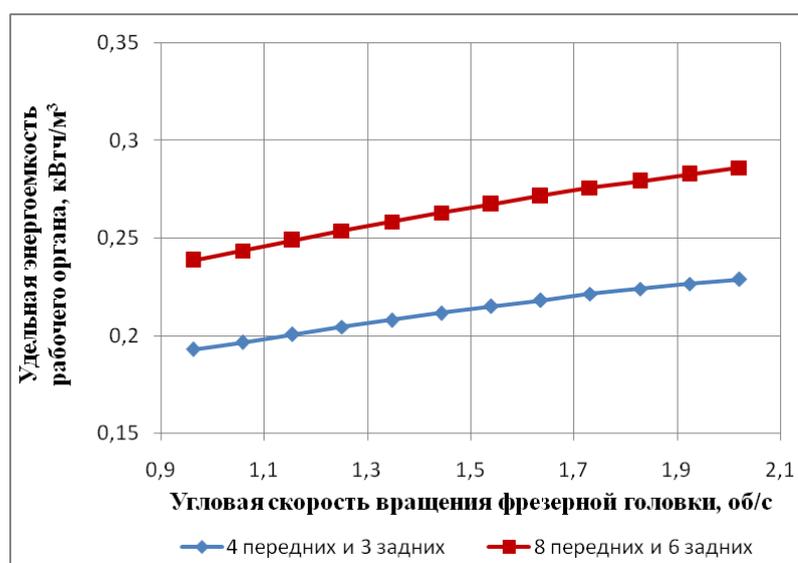


Рисунок 4.17 – Зависимость удельной энергоемкости рабочего органа от угловой скорости вращения фрезерной головки

Первый оснащен 4 передними резцами, 3 задними резцами и шнеком. Второй оснащен 8 передними резцами, 6 задними резцами и шнеком. При анализе графика видно, что энергоемкость рабочего органа с большим количеством резцов выше на 25%.

4.4 Выбор параметров телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора

Требуемый крутящий момент определяем по формуле (3.58). Однако для выбора гидромотора возникает необходимость различных вариантов расчета. Эту задачу быстро и эффективно можно решить при помощи составления номограммы. Номограмма позволяет без применения расчетов получить результат по известным параметрам в короткие сроки.

Анализируя зависимость (3.58) заключаем, что она представляет собой номографируемую формулу

$$f_1 = f_2 \cdot f_3; \quad (4.23)$$

$$f_4 = f_1 \cdot f_5, \quad (4.24)$$

где f_i – функции, зависящие от одних переменных.

$$f_1 = \frac{M_C}{C_y}; \quad (4.25)$$

$$f_2 = \omega^{0,3078}; \quad (4.26)$$

$$f_3 = 6,1704 + 3,181 \cdot N; \quad (4.27)$$

$$f_4 = M_C; \quad (4.28)$$

$$f_5 = C_y. \quad (4.29)$$

Для шкал 1, 2, 3, 4, 5 координаты их точек определяем по формулам

$$x_1 = 0; y_1 = m_1(f_1 - a_1); \quad (4.30)$$

$$x_2 = H_1; y_2 = n_1(f_2 - b_1); \quad (4.31)$$

$$x_3 = \frac{m_1 H_1 f_3}{m_1 f_3 - n_1}; y_3 = \frac{m_1 n_1 (a_1 - b_1 f_3)}{m_1 f_3 - n_1}; \quad (4.32)$$

$$x_4 = H_2; y_4 = n_2(f_4 - b_2); \quad (4.33)$$

$$x_5 = \frac{m_1 H_2 f_5}{m_1 f_5 - n_2}; y_5 = \frac{m_1 n_2 (a_1 - b_2 f_5)}{m_1 f_5 - n_2}; \quad (4.34)$$

где $H_1, H_2, m_1, n_1, n_2, a_1, b_1, b_2$ – произвольные постоянные номограммы, которые выбираются таким образом, чтобы спроектированная номограмма была удобна для пользования. Номограмма представлена на рисунке 4.18.

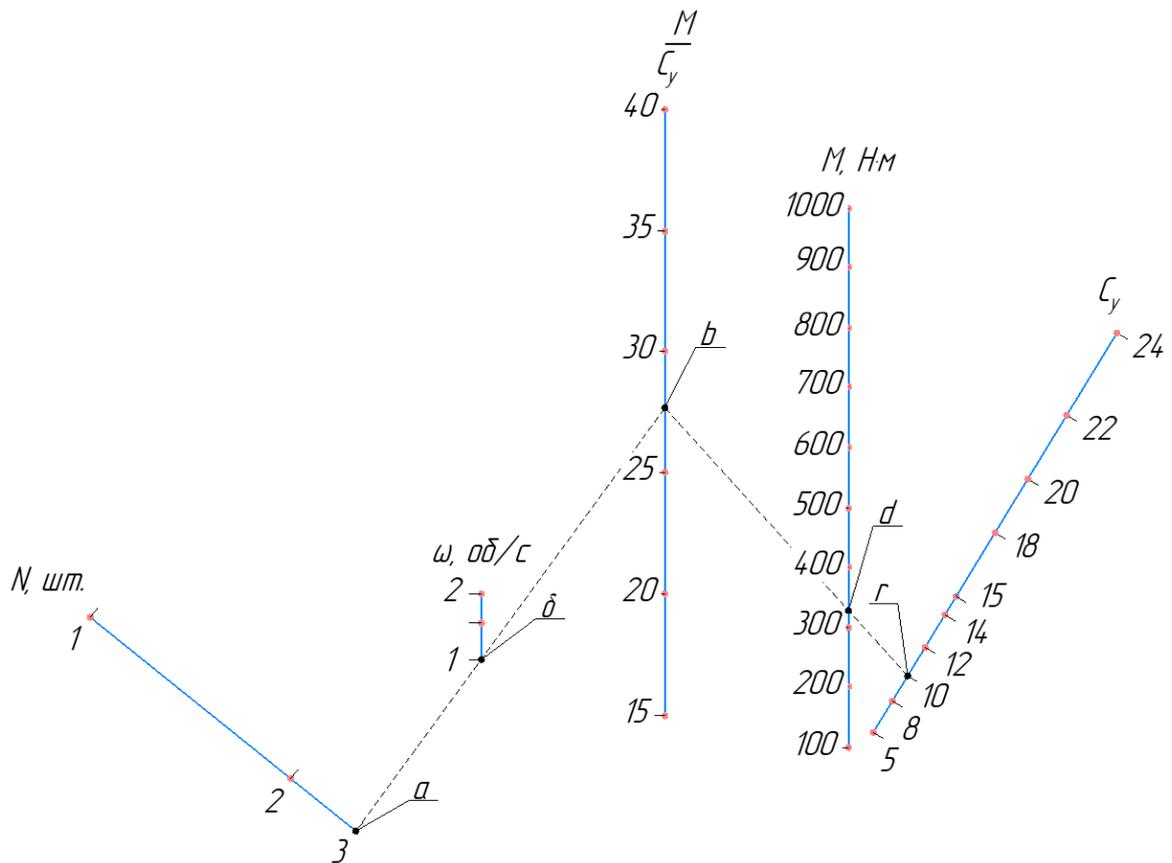


Рисунок 4.18 – Номограмма определения характеристик привода рабочего оборудования

Использовать номограмму необходимо следующим образом [94, 99]. На шкалах N и ω отмечаем точки a и δ , соответствующие количеству задних резцов и частоте вращения фрезерной головки. Через отмеченные точки проводим прямую и продолжаем ее до пересечения со шкалой M/C_y (точка b).

На шкале C_y отмечаем точку r , которая соответствует числу ударов ударника ДорНИИ. Через точки b и r проводим прямую, находим точку ее пересечения со шкалой M (точка d), соответствующую суммарному моменту сопротивления резанию. Номограмма учитывает крутящий момент, необходимый для привода шнека, рассчитанный по методике, приведенной в разделе 2.3. По каталогу выбираем гидромотор, задаваясь значениями крутящего момента и частоты вращения рабочего органа. Программа, разработанная для построения номограммы, представлена в приложении Д.

Шкала C_y номограммы меняется в диапазоне 5...24 ударов. Однако номограммой можно пользоваться, увеличивая значения переменных C_y и M в 10 раз. Если $C_y = 120$, то точку r со значением C_y принимаем за искомую. Полученную точку d со значением $M = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$ увеличиваем в 10 раз, то есть $M = 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Исходя из полученных значений, выбираем гидромотор OMSW 315 со следующими характеристиками (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Техническая характеристика гидромотора

Наименование характеристики	Значение
Рабочий объем, см ³	314,9
Максимальный крутящий момент, Н·м	825
Максимальная мощность, кВт	15
Максимальный перепад давления, МПа	20
Масса, кг	15

4.5 Определение толкающей силы гидроцилиндра, необходимой для внедрения резцов в грунт

Перед началом внедрения резец находится в контакте с грунтом по образующей АВ переднего конуса ABC (рисунок 4.19).

На рисунке 4.19 представлена проекция линий пересечения поверхностей задней цилиндрической и передней конической частей с плоской поверхностью грунта. При этом выбран такой момент внедрения, когда площадь поверхности пересечения с грунтом максимальна. Тогда глубина внедрения составит:

$$h_B = OB \cdot \cos \alpha_K = r_{\text{кц}} \cdot \cos \alpha_K, \quad (4.35)$$

где $r_{\text{кц}}$ – радиус конической и цилиндрической частей резца, $r_{\text{кц}} = 6$ мм;

α_K – угол заострения конуса, $\alpha_K = \pi/4$.

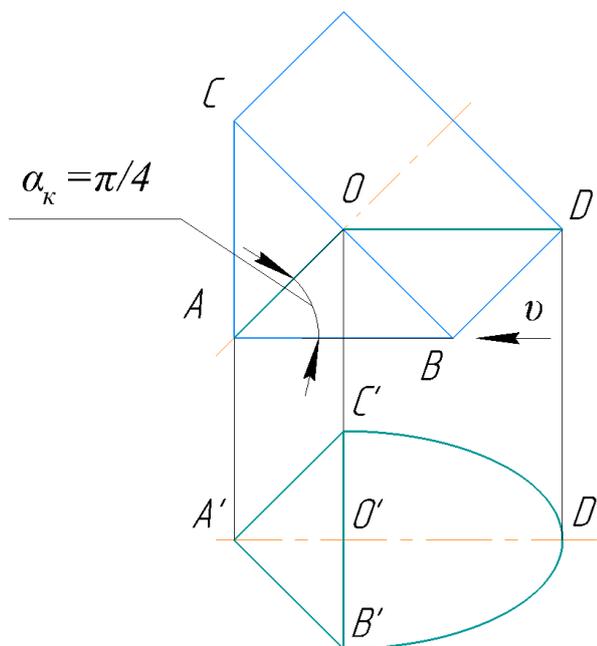


Рисунок 4.19 – Проекция линии пересечения частей резца с грунтом

Площадь конической части сечения:

$$S_K = OB \cdot AO = \frac{r_{\text{кц}} \cdot r_{\text{кц}}}{\text{tg} \alpha_K} = \frac{r_{\text{кц}}^2}{\text{tg} \alpha_K}. \quad (4.36)$$

Сечение цилиндрической части представляет собой полуэллипс, площадь которого составляет:

$$S_{\text{ц}} = \pi \cdot a_{\text{ц}} \cdot b_{\text{ц}} / 2. \quad (4.37)$$

где $a_{\text{ц}}$, $b_{\text{ц}}$ – полуоси эллипса.

$$a_{\text{ц}} = r_{\text{кц}};$$

$$b_{\text{ц}} = \frac{r_{\text{кц}}}{\sin \alpha_K}.$$

Отсюда

$$S_{\text{ц}} = \frac{\pi \cdot r_{\text{кц}}^2}{2 \cdot \sin \alpha_{\text{к}}} . \quad (4.38)$$

Проекция площадей сечений составит:

$$S_{\vartheta} = S_{\text{к}} \cdot \cos \alpha + S_{\text{ц}} = \frac{r_{\text{кц}}^2 \cdot \cos \alpha}{\text{tg} \alpha_{\text{к}}} + \frac{\pi \cdot r_{\text{кц}}^2}{2 \cdot \sin \alpha_{\text{к}}} . \quad (4.39)$$

Максимальная сила внедрения резцов в грунт определим из зависимости:

$$F_{\text{р}} = 4 \cdot S_{\vartheta} \cdot [\sigma] , \quad (4.40)$$

где $[\sigma]$ – предел прочности грунта, $[\sigma] = 0,91$ МПа. Предел прочности грунта определен в ходе экспериментальных исследований по зависимости (3.1).

Из зависимости (4.39) получим:

$$S_{\vartheta} = \frac{36 \cdot \cos \frac{\pi}{4}}{\text{tg} \frac{\pi}{4}} + \frac{\pi \cdot 36}{2 \cdot \sin \frac{\pi}{4}} = 105,4 \text{ мм}^2 ; \quad (4.41)$$

$$F_{\text{р}} = 4 \cdot 105,4 \cdot 0,91 = 383,6 \text{ Н} . \quad (4.42)$$

Между пределом прочности $[\sigma]$ и числом ударов ударника ДорНИИ существует прямая зависимость.

$$[\sigma] = k \cdot C_{\text{у}} ; \quad (4.43)$$

$$0,91 = k \cdot 5 ;$$

$$k = \frac{0,91}{5} = 0,182 . \quad (4.44)$$

Зависимость (4.40) можно представить в виде:

$$F_{\text{р}} = 4 \cdot S_{\vartheta} \cdot 0,182 \cdot C_{\text{у}} = 0,728 \cdot S_{\vartheta} \cdot C_{\text{у}} . \quad (4.45)$$

В результате найдем зависимость необходимой толкающей силы на штоке гидроцилиндра от глубины внедрения резца в грунт (рисунок 4.20).

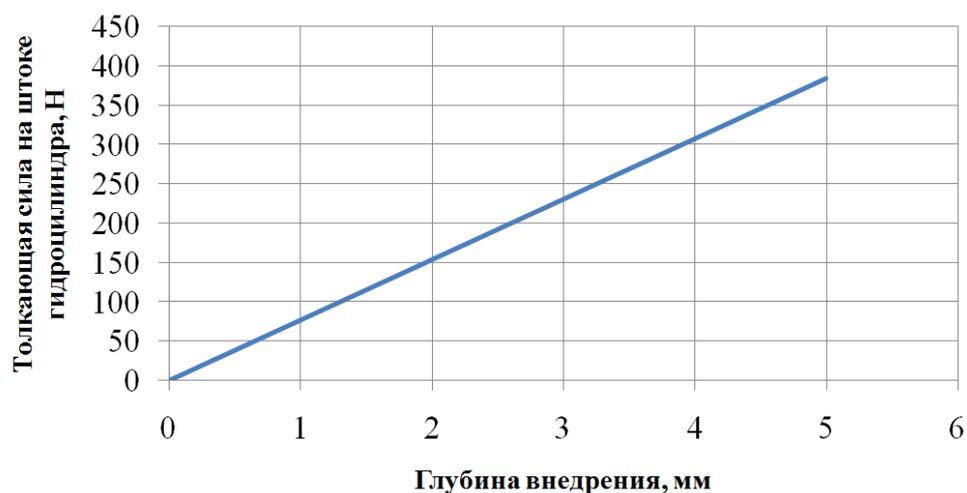


Рисунок 4.20 – Зависимость толкающей силы на штоке гидроцилиндра от глубины внедрения резцов в грунт

Из полученной зависимости видно, что при числе ударов ударника ДорНИИ равном 5 и глубине внедрения 5 мм необходимая толкающая сила гидроцилиндра должна превышать 390 Н. Исходя из полученных значений и конструкции рабочего оборудования, выбираем гидроцилиндр ЦГ-70.35x550.22 со следующими характеристиками (таблица 4.2) [27, 107].

Таблица 4.2 – Техническая характеристика гидроцилиндра

Наименование характеристики	Значение
Диаметр поршня, мм	70
Диаметр штока, мм	35
Ход штока, мм	550
Толкающая сила на штоке, кН	46,2
Тянущая сила на штоке, кН	61,6
Номинальное давление, МПа	16
Масса, кг	20

4.6 Расчет экономической эффективности использования телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора

Для определения экономической эффективности было выполнено сравнение двух видов рабочего оборудования, устанавливаемого на экскаватор и предназначенного для разработки грунта под трубопроводом [44, 48]. В качестве базовой машины в обоих случаях выбран одноковшовый гидравлический экскаватор. Для установки рабочего оборудования целесообразно использовать основной экскаватор, осуществляющий

удаление грунта из приямков траншеи, например, одноковшовый экскаватор ЕК-240 (производитель «КРАНЭКС», г. Иваново). Базовое рабочее оборудование представляет собой цепной рабочий орган со скребками, позволяющий выполнять разработку грунта под трубопроводом [32, 95, 96]. Модернизированный вариант отличается тем, что на базовую машину устанавливается предлагаемое телескопическое фрезерное рабочее оборудование. Особенность выполнения работ состоит в том, что при использовании рассматриваемого рабочего оборудования грунт, расположенный под трубопроводом, удаляется не полностью, а через определенные промежутки. При использовании целесообразно удалять наименьшее количество грунта, позволяющее обеспечить выполнение дальнейших технологических операций, например, отрезание участка трубопровода, подлежащего ремонту. В связи с тем, что при использовании сравниваемого рабочего оборудования извлекается различный объем грунта и достигается одинаковый результат работ (получение отверстия под трубопроводом), методика определения экономической эффективности приведена к длине ремонтируемого участка, а не к объему выполненных работ.

Экономическая эффективность применения телескопического фрезерного рабочего оборудования обусловлена снижением капитальных затрат и стоимости механизированных работ.

Основным параметром скорости выполнения ремонтных работ является темп капитального ремонта, определяемый следующим образом:

$$t_K = \frac{L_{\text{общ}}}{D_{\text{р.д.}} \cdot K_{\text{см}}}, \quad (4.46)$$

где $L_{\text{общ}}$ – общая протяженность работ в сезоне, $L_{\text{общ}} = 144000$ м;

$D_{\text{р.д.}}$ – количество рабочих дней; $K_{\text{см}}$ – коэффициент сменности, $K_{\text{см}} = 1$.

Определим основные показатели экономической эффективности. Стоимость механизированных работ [45]:

$$C_e = \frac{H \cdot \sum_{i=1}^n C_{MC_i} \cdot n_i}{t_k}, \quad (4.47)$$

где H – коэффициент, учитывающий накладные расходы, $H = 1$; C_{MC} – себестоимость машино-смены, руб; n_i – количество машино-смен, $n_i = 1$; t_k – темп капитального ремонта, м.

Трудоемкость единицы продукции [45]:

$$A_e = \frac{T_{CM} \cdot \sum_{i=1}^n A_i \cdot n_i}{t} = \frac{T_{CM} \cdot (A_1 \cdot n_1 + A_2 \cdot n_2 + \dots + A_i \cdot n_i)}{t}, \quad (4.48)$$

где T_{CM} – продолжительность рабочей смены, $T_{CM} = 8$ ч; A_i – количество операторов на i -ой машине.

Энергоемкость единицы продукции [45]:

$$\mathcal{E}_e = \frac{T_{CM} \cdot \sum_{i=1}^n \mathcal{E}_i \cdot n_i}{t} = \frac{T_{CM} \cdot (\mathcal{E}_1 \cdot n_1 + \mathcal{E}_2 \cdot n_2 + \dots + \mathcal{E}_i \cdot n_i)}{t}, \quad (4.49)$$

где \mathcal{E}_i – мощность привода техники, кВт.

Металлоемкость единицы продукции [45]:

$$M_e = \frac{\sum_{i=1}^n M_i \cdot n_i}{t} = \frac{(M_1 \cdot n_1 + M_2 \cdot n_2 + \dots + M_i \cdot n_i)}{t}, \quad (4.50)$$

где M_i – масса рабочего оборудования, т.

Удельные капитальные затраты [45]:

$$K_{уд} = \frac{\sum a_r \cdot C_{oi} \cdot n_i}{L_{общ}}, \quad (4.51)$$

где a_r – коэффициент, учитывающий затраты на транспортирование машины от завода изготовителя до покупателя ($a_i = 1,04-1,05$); C_{oi} – отпускная цена машины, тыс. руб; $L_{общ}$ – общий объем работ, м.

Удельные приведенные затраты [45]:

$$Z_{y\partial} = C_e + E_H \cdot K_{y\partial}, \quad (4.52)$$

где C_e – стоимость механизированных работ, руб/м; $K_{y\partial}$ – удельные капитальные затраты; E_H – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, $E_H = 0,15-0,17$.

Результаты расчета экономической эффективности применения телескопического фрезерного рабочего оборудования представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Экономическая эффективность

Показатель	Базовая техника	Новая техника
Стоимость механизированных работ, руб/м	6,25	4,2
Трудоемкость единицы продукции, чел.·ч/м	0,017	0,017
Энергоемкость единицы продукции, кВт·ч/м	0,83	0,3
Металлоемкость единицы продукции, т/м	0,0015	0,0006
Удельные капитальные затраты, руб/м	5,1	2,55
Удельные приведенные затраты, руб/м	7	4,58

Исходя из анализа полученных результатов расчета экономической эффективности двух машин для разработки грунта под трубопроводом, можно сделать вывод, что применение экскаватора совместно с телескопическим фрезерным рабочим оборудованием позволяет снизить стоимость механизированных работ [71].

Экономический эффект можно определить по следующей зависимости [45]:

$$\mathcal{E} = (Z_1 - Z_2) \cdot L_{\text{общ}}, \quad (4.53)$$

где Z_1 – удельные приведенные затраты базовой техники; Z_2 – удельные приведенные затраты новой техники. Отсюда:

$$\mathcal{E} = (7 - 4,58) \cdot 144000 = 348480 \text{ руб.}$$

При применении одной единицы телескопического фрезерного рабочего оборудования ожидаемый экономический эффект составит 350 тысяч рублей в год.

Выводы по главе

1. Разработана методика определения основных параметров и режимов работы телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора.
2. Установлена зависимость суммарного крутящего момента, действующего на резцы фрезерного рабочего органа, от свойств грунта, количества резцов на фрезерной головке и угловой скорости ее вращения.

3. Разработана методика и блок-схема алгоритма определения требуемого крутящего момента гидромотора привода рабочего оборудования с учетом его параметров и свойств грунта.

4. Разработанная методика позволяет определить конструктивные и режимные параметры рабочего органа с использованием уточненной зависимости для расчета крутящего момента, возникающего при вращении фрезерной головки, учитывающей относительную деформацию разрабатываемого грунта. Прилагаемая к методике номограмма позволяет определить необходимый крутящий момент гидромотора рабочего органа без выполнения арифметических вычислений с минимальным набором входных параметров.

5. Получена зависимость толкающей силы гидроцилиндра от предела прочности грунта и геометрических параметров резца.

6. Расчетный экономический эффект от применения предлагаемого рабочего оборудования по многим показателям превосходит базовую технику и составляет 350 тысяч рублей на одну машину в год.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании выполненной работы получены следующие основные результаты и выводы:

1. На основе проведенного анализа конструкций оборудования для разработки грунта под подземным трубопроводом доказана необходимость совершенствования существующих решений в исследуемой области. Предложена эффективная конструкция рабочего оборудования гидравлического экскаватора для разработки грунта под подземным трубопроводом, совмещающая в себе вращательное движение фрезерной головки с установленными на ней резцами и шнеком и поступательное движение телескопического гидроцилиндра.

2. Разработана математическая модель процесса взаимодействия рабочего органа телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора с разрабатываемым грунтом, учитывающая схему расположения резцов, угол их установки на фрезерной головке, скорость её вращения, а также напряженно-деформированное состояние грунта, позволяющая определить требуемые мощность и крутящий момент привода рабочего оборудования.

3. Получены регрессионные зависимости силы сопротивления резанию грунта резцом рабочего органа от скорости и угла резания. Установлено, что при увеличении скорости резания от 0,15 до 1,5 м/с сила сопротивления резанию возрастает в 2 раза. С уменьшением угла резания с 90° до 35° сила сопротивления резанию снижается на 20 %. При значении угла резания α_p более 65° ухудшается удаление срезанного грунта из забоя. Поэтому значение угла резания рекомендуется ограничить верхним пределом $\alpha_p = 65^\circ$.

Доказано, что условная относительная деформация грунта оказывает существенное влияние на силу сопротивления разработки грунта и прямо пропорциональна скорости движения резца и поправочному

коэффициенту f_0 . Полученная величина поправочного коэффициента f_0 зависит от геометрии резца и угла резания.

4. Создан стенд и методика проведения экспериментальных исследований взаимодействия конструктивных элементов рабочего оборудования с грунтом, позволяющих подтвердить полученные результаты математического моделирования. Оценка адекватности теоретических и экспериментальных исследований показала их высокую сходимость, при этом расхождение значений не превышает 12 %.

5. На основании результатов теоретических и экспериментальных исследований разработана методика определения параметров телескопического фрезерного рабочего оборудования экскаватора, позволяющая обеспечить минимизацию удельной энергоемкости процесса разработки грунта. Прилагаемая к методике номограмма дает возможность без выполнения расчетов определить требуемое значение крутящего момента гидромотора для привода фрезерной головки с использованием минимального количества входных параметров.

Установлена зависимость толкающей силы гидроцилиндра телескопического фрезерного рабочего оборудования от предела прочности грунта и геометрических параметров резца.

Обоснованы рациональные параметры рабочего органа, обеспечивающие минимальную удельную энергоемкость процесса разработки грунта:

- фрезерную головку необходимо оснащать четырьмя передними и тремя задними резцами, а значение угла резания должно находиться в диапазоне от 45 до 60 градусов;

- при разработке талого грунта влажностью 15 %, числом ударов ударника $C_y = 5$, величине угла резания 45° и при угловой скорости вращения фрезерной головки ω , равной 6,28 рад/с, крутящий момент гидромотора M составит 188 Н·м;

- при разработке талого грунта влажностью 15 %, числом ударов ударника $C_y = 10$, величине угла резания 60° и при угловой скорости вращения фрезерной головки ω , равной 12,5 рад/с, крутящий момент гидромотора M составит 390 Н·м.

Ожидаемый годовой экономический эффект от применения в составе комплекта машин для ремонта подземного трубопровода одной единицы телескопического фрезерного рабочего оборудования составит 350 тысяч руб.

Направления и перспективы дальнейших исследований по теме диссертации заключаются в повышении эффективности и надежности фрезерного рабочего оборудования землеройных и землеройно-транспортных машин, повышении точности позиционирования их рабочих органов, обеспечении безопасности и роботизации выполнения земляных работ.

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

C_y – число ударов ударника ДорНИИ;

h – толщина стружки;

s – толщина режущего профиля;

α_p – угол резания;

k_b – коэффициент, учитывающий степень блокирования;

m – масса массива грунта;

v_0 – касательная скорость резца;

$R_{\text{нож}}$ – радиус вращения конца ножа;

g – постоянная ускорения свободного падения;

$R_{\text{окр}}$ – радиус окружности, по которой перемещается резец фрезерного рабочего органа;

μ – коэффициент внутреннего трения;

F_c – площадь сдвига;

τ – абсолютная величина касательной составляющей напряжения;

σ – нормальное напряжение;

ρ_v – угол внутреннего трения;

Δ_3 – коэффициент затупления;

k_p – коэффициент разрыхления грунта;

$n_{\text{ряд}}$ – количество резцов в одном ряду;

P – давление грунта на боковую поверхность рабочего органа;

dS – элементарная площадка поверхности грунта, взаимодействующего с рабочим органом;

\dot{L} – скорость грунта в точке контакта с усеченным конусом;

$E_{\text{рг}}$ – сила сопротивления резанию;

$M_{\text{п}}$ – крутящий момент силы сопротивления, действующий на передние резцы;

$M_{k\sigma}$ – момент от сил нормального давления;

$M_{k\tau}$ – суммарный момент от сил трения;

γ_0 – плотность грунта;
 b_1 – сжимаемость грунта;
 M_n – абсолютная величина вектора нормали;
 R_i, r_i – большой и меньший радиусы i -го конуса;
 α_i – угол наклона образующей конуса к его оси;
 E_b – сила внедрения наконечника резца;
 ϑ – линейная скорость движения резца;
 F_l – функция, зависящая от геометрических параметров резца;
 $\vartheta_n, \vartheta_b, r_n, r_b$ – скорости и радиусы вращения наружных и внутренних резцов;
 ε – относительная деформация;
 ε_y – условная относительная деформация;
 R_T – радиус отверстия после прохода фрезерной головки;
 ω – угловая скорость вращения фрезерной головки;
 ρ – полярный радиус;
 S – площадь взаимодействия грунта с наконечником резца;
 μ_0 – коэффициент трения грунта о сталь;
 H_S – длина цилиндрической поверхности резца;
 F – площадь поперечного сечения испытываемого образца грунта;
 d – диаметр поперечного сечения грунта;
 $h_{\text{исп}}$ – высота цилиндра для испытания грунта;
 ϑ_n – проекция скорости движения резца на нормаль его поверхности;
 α_ϕ – фиксированное значение угла резания;
 P_ω – мощность, потребляемая электродвигателем;
 ω_ω – угловая скорость электродвигателя;
 $u_{\text{вн}}$ – скорость внедрения шнека в грунт;
 $N_{\text{эл}}$ – полезная мощность электродвигателя;
 η – коэффициент полезного действия червячного редуктора;
 ϑ – скорость резца;
 t – критерий Стьюдента;

n – количество проведенных экспериментов;

l_p – длина резца;

M_z – крутящий момент на одном заднем резце;

M_p – суммарный крутящий момент на передних резцах;

M_c – суммарный крутящий момент на задних и передних резцах;

v_{cp} – средняя ширина резца;

h_p – толщина рыхления грунта резцами;

Π_z – производительность заднего резца;

Π_p – суммарная производительность передних резцов;

$\sum M$ – суммарный крутящий момент на резцах;

N – количество задних резцов;

K_p – коэффициент разрыхления грунта;

$H_1, H_2, m_1, n_1, n_2, a_1, b_1, b_2$ – произвольные постоянные номограммы;

H – накладные расходы;

t_k – темп капитального ремонта;

n_i – количество машино-смен;

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Александров В.М. Аналитические методы в контактных задачах теории упругости. – М.: Просвещение, 2004. – 302 с.
2. Алексеев Н.А., Об основных уравнениях динамики грунтов / Н.А. Алексеев, А.Я. Сагомоян, Х.А. Рахматуллин // ПМТФ. – 1963, № 2, С.42–51.
3. Андреева Е. А. Вариационное исчисление и методы оптимизации. М.: Высшая школа, 2006. – 584 с.
4. Аникин Е.А. Эффективные методы ремонта магистральных трубопроводов. – Научно-технический сборник «Ремонт трубопроводов». – М.: ИРЦ Газпром, 2001. – 108 с.
5. Артемьев К. А. Теория резания грунтов землеройно–транспортными машинами: Учеб. пособие / К. А. Артемьев. Сибирский автомобильно-дорожный институт им. В. В. Куйбышева. – Омск: ОмПИ, 1989. – 80 с.
6. Артемьев К. А. Взаимодействие острого прямого ножа с грунтом в процессе заглабления / К. А. Артемьев, В.И. Лиошенко. СибАДИ. – Омск, 1984. – 19 с.
7. Баженов В.А. Численные методы в механике. – М.: Просвещение, 2004. – 564 с.
8. Баловнев В. И. Моделирование и прогнозирование процессов взаимодействия машин с многофазными средами: Взаимодействие рабочих органов строительных, дорожных и коммунальных машин с грунтом и другими материалами / В. И. Баловнев. Московский государственный автомобильно–дорожный институт (технический университет) (МАДИ–ТУ). – М.: 2000. – 61 с.
9. Берестов Е.И. Научные основы моделирования системы «грунт – рабочее оборудование землеройных машин» в режиме послойной разработки. Автореф. дис...д-ра техн. наук. – М., 1998. – 38 с.

10. Беркман И. Л. Универсальные одноковшовые строительные экскаваторы / И. Л. Беркман, А. В. Ранев, А. К. Рейш. – М.: Мир, 1984. – 444 с.
11. Бернацкий Л. Н. Прикладная геотехника. М., 1935.
12. Берон А.И. Разработка грунтов. М.: Машиностроение, 1978, – 86 с.
13. Биргер И.А. Расчёт на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 4–е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640с.
14. Бондарович Б.А. Надежность рабочего оборудования землеройных машин / Б. А. Бондарович, Д. И. Федоров. – М.: Машиностроение, 1981.– 280 с.
15. Бородачев И.П. Справочник конструктора дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 499 с.
16. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – М.: Наука, 1986. – 559 с.
17. Будзуляк Б.В. Комплексная механизация капитального ремонта линейной части магистральных газопроводов / Б.В. Будзуляк, Н.Х. Халлыев, А.М. Тютнев, И.И. Велиюлин, В.А. Спирин. – М.: Недра, 2004
18. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины: учебник для студентов вузов по специальности «ПТМ и О». – М.: Машиностроение, 1989 – 536 с.
19. Вайншток С.М. Трубопроводный транспорт нефти – М.: Недра, 2002 – 407 с.
20. Васильев Г.Г. Земляные работы при сооружении газонефтепроводов / Г. Г. Васильев, И.В. Ментюков, Б. Н. Курепин. – М.: «НГС–оргпроектэкономика», 1999. – 106 с.
21. Вершинин А.В. Повышение эффективности дискофрезерных рабочих механизмов для разрушения мёрзлых грунтов/ А.В. Вершинин, В.С.

Зубов, А.М. Тютнев // Строительные и дорожные машины. – 2012. – № 8. – С. 42.

22. Ветров Ю.А. Машины для земляных работ. – Киев: Вища школа, 1981. – 346 с.

23. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.

24. Гасенин И.А. Выбор рациональных конструктивных параметров рабочего органа машины для подкопа трубопровода в мёрзлом грунте: дисс. ... канд. техн. наук по специальности 05.05.04. – Нижний Новгород, 2004. – 182с.

25. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика. – М.: Высшая школа, 1998. – 479 с.

26. Горячкин В.П. Собрание сочинений, т. 2. – М.: Колос, 1965. – 460 с.

27. ГОСТ 17752-81. Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения. Hydraulic and pneumatic drive. Terms and definitions: государственный стандарт Российской Федерации: издание официальное: утвержден и введен в действие постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 31 декабря 1981 г. N 5818: введен впервые: дата введения 1982-01-01/ разработан Межгосударственным техническим комитетом по стандартизации. – Москва: Издательство стандартов, 1982. – 73 с. – Текст: непосредственный.

28. Далин А.Д. Исследования по резанию грунтов плужным и фрезерным ножами // Резание грунтов. М.: Изд-во АН СССР, 1951. - с. 16-41.

29. Далматов Б.И. Механика грунтов – М. – СПб.: Стройиздат, 2000. – 254 с.

30. Демиденко А.И. Совершенствование конструкции рабочего оборудования гидравлического экскаватора / А.И. Демиденко, И.С. Кузнецов // Вестник СибАДИ. 2020. 17(1). С. 12-21. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2020-17-1-12-21>

31. Демиденко А.И. Система для предотвращения повреждения трубопровода фрезерным рабочим оборудованием экскаватора / А.И. Демиденко, И.С. Кузнецов // Сборник материалов IV международной научно-практической конференции «Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации» (28-29 ноября 2019 года, СибАДИ, г. Омск) – Омск: СибАДИ. 2019. С. 14 – 17.
32. Демиденко А.И. Экспериментальные исследования процесса резания грунта скребками траншейного цепного экскаватора / А. И. Демиденко, А. Б. Летопольский, Д. С. Семкин, И. К. Потеряев // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2016. – № 3. – С. 256-263.
33. Домбровский Н.Г. Землеройные машины / Н. Г. Домбровский, С. А. Панкратов – М.: Госстройиздат, 1961.– 651 с.
34. Дорофеев В. Ю. Установки горизонтального шнекового бурения // Строительные и дорожные машины. 2003. № 6. С. 38 - 44.
35. Душин В.А. Капитальный ремонт линейной части магистральных нефтепроводов / В.А. Душин, А.М. Шаммазов: монография. Уфа, 2008. 272 с.
36. Завьялов А.М. Взаимодействие дорожных и строительных машин с контактной средой: монография / А.М. Завьялов, М.А. Завьялов, В.Н. Кузнецова – Омск: Изд-во «Полиграфический центр КАН», 2011. – 370 с.
37. Завьялов А.М. Основы теории взаимодействия рабочих органов дорожно-строительных машин со средой: Дис. д-ра техн. наук. – Омск, 1999, 328 с.
38. Зеленин А.Н. Машины для земляных работ / А.Н. Зеленин, В.И. Баловнев, И.П. Керов – М.: Машиностроение, 1975. – 420 с.
39. Ильин Л. Н. Основы учения о пластической деформации. – М.: Машиностроение, 1980. – 150 с.
40. Ионов, В.Н. Прочность пространственных элементов конструкций / В.Н. Ионов, П.М. Огибалов. – М.: Высш. школа, 1980. – 440 с.

41. Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.
42. Иофик В. З. К вопросу идентификации процессов резания грунтов // Строительные и дорожные машины. 1997. № 2. С. 7-12.
43. Кадыров А.С. Теоретические основы проектирования и расчета бурильных и фрезерных землеройных машин. Монография. – Караганда: Санат-Полиграфия, 2010. – 220 с.
44. Канарев Ф.М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. – М.: Машиностроение, 1983. – 142 с.
45. Кац Г.Б. Техничко-экономический анализ и оптимизация конструкций машин / Г.Б Кац, А.П. Ковалев – М.: Машиностроение, 1981.– 214 с.
46. Киселева Л.Н. Определение сопротивления перемещению резцов подкапывающей машины при разработке грунта. / Омский научный вестник // ГОУ «Политехнический университет». Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010 –320 с. – С.90–91 .
47. Крикун В. Я. Расчет сопротивления грунта резанию и копанию при переменной толщине стружки // Строительные и дорожные машины. - 2001. -№ 2.- С. 42-44.
48. Ковалев А.П. Оценка стоимости машин и оборудования / А.П. Ковалев, А.А. Кушель и др., под ред. М.А. Федотовой. – М.: Финансы и статистика, 2006. – 288 с.
49. Корн Г. Справочник по математике (для научных работников и инженеров) / Г. Корн, Т. Корн – М.: Наука, 1974. – 831 с.
50. Крагельский И.В. Коэффициенты трения / И.В. Крагельский, И.Э. Виноградов: Справочное пособие. – М. 1982. – 220 с.
51. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. – М.: Колос, 1973 – 464 с.
52. Кузнецов И.С. Анализ методов подкопа трубопровода // Фундаментальные и прикладные исследования молодых ученых

[Электронный ресурс] : сборник научных трудов 2 Международной научно–практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых 08– 09 февраля 2018 г. – Электрон. дан. – Омск : СибАДИ, 2018 – Режим доступа: <http://bek.sibadi.org/fulltext/esd516.pdf>, свободный. С. 42– 45

53. Кузнецов И.С. Анализ устройств предотвращения повреждения стенки трубопровода / И.С. Кузнецов, А.И. Демиденко // Образование. Транспорт. Инновации. Строительство. [Электронный ресурс] : сборник научных трудов 2 Национальной научно–практической конференции 18– 19 апреля 2019 г. – Электрон. дан. – Омск : СибАДИ, 2019 – Режим доступа: <http://bek.sibadi.org/fulltext/esd1059.pdf>, свободный. С. 7 – 9.

54. Кузнецов И.С. Выбор параметров фрезерного рабочего оборудования экскаватора // Сборник материалов III международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных «Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных» (7-8 февраля 2019 года, СибАДИ, г. Омск) – Омск: СибАДИ. 2019. С. 19 - 22.

55. Кузнецов И.С. Исследование процесса взаимодействия резца фрезерного рабочего оборудования экскаватора с контактной средой // Сборник материалов V международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных «Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных» (4-5 февраля 2021 года, СибАДИ, г. Омск) – Омск: СибАДИ. 2020. С. 19 - 22.

56. Кузнецов И. С. К вопросу повышения эффективности земляных работ при ремонте трубопроводов // Научно-технические проблемы совершенствования и развития систем газоэнергоснабжения – Саратов: СГТУ им. Гагарина Ю.А., 2021. – С. 50–54.

57. Кузнецов И.С. Кинематика движения резцов фрезерного рабочего оборудования экскаватора / И.С. Кузнецов, А.И. Демиденко // Сборник материалов III национальной научно-практической конференции «Образование. Транспорт. Инновации. Строительство» (23-24 апреля 2020 года, СибАДИ, г. Омск) – Омск: СибАДИ. 2020. С. 7 – 9.

58. Кузнецов И.С. Математическое моделирование процесса разработки грунта фрезерным рабочим оборудованием экскаватора // Сборник материалов 79-й международной научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ (25-30 января 2021 года, МАДИ, г. Москва) – Москва: МАДИ. 2021.

59. Кузнецов, И. С. Моделирование процесса работы оборудования для ремонта трубопровода / И. С. Кузнецов // Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных : сборник материалов VII Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных, приуроченной к 110-летию со дня рождения Т.В. Алексеевой, Омск, 20–21 апреля 2023 года. – Омск: Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), 2023. – С. 30-33.

60. Кузнецов И. С. Определение крутящего момента фрезерного рабочего оборудования экскаватора для ремонта трубопровода // Вестник СибАДИ. 2023. Т.20, № 1 . С. 24-33. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-1-24-33>.

61. Кузнецов И.С. Определение характеристик фрезерного рабочего оборудования экскаватора / И.С. Кузнецов, С.В. Савельев // Вестник СибАДИ. 2023. Т. 20. №3 . С. 316 – 325. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-3-316-325>.

62. Кузнецов И. С. Особенности технологии применения фрезерного рабочего оборудования экскаватора для подкопа трубопровода // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации: Сборник материалов VI Международной научно-практической конференции (Омск, 25-26 ноября 2021 г.). – Омск: СибАДИ, 2021. – С. 18–21.

63. Кузнецов И. С. Применение гидравлической системы экскаватора для привода фрезерного рабочего оборудования // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы,

инновации : Сборник материалов VII Международной научно-практической конференции (Омск, 24-25 ноября 2022 г.). – Омск: СибАДИ, 2022. – С. 26–29.

64. Кузнецов И.С. Рабочее оборудование для подкопа нефтепровода / И.С. Кузнецов, А.И. Демиденко // Архитектурно – строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы и инновации [Электронный ресурс] : сборник научных трудов 3 Международной научно-практической конференции 29– 30 ноября 2018 г. – Электрон. дан. – Омск : СибАДИ, 2018

65. Кузнецов И.С. Разработка фрезерного рабочего оборудования экскаватора / И.С. Кузнецов, А.И. Демиденко // Сборник материалов 78-й международной научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ (27-31 января 2020 года, МАДИ, г. Москва) – Москва: МАДИ. 2020.

66. Кузнецов И. С., Демиденко А.И. Расчет на прочность конструкции рабочего оборудования экскаватора // Образование. Транспорт. Инновации. Строительство : Сборник материалов V Национальной научно-практической конференции (Омск, 23-24 апреля 2020 г.). – Омск: СибАДИ, 2022. – С. 9–12.

67. Кузнецов И.С. Расчет параметров шнека фрезерного рабочего оборудования экскаватора с применением программного комплекса «Matlab» / И.С. Кузнецов, А.И. Демиденко // Сборник материалов V международной научно-практической конференции «Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации» (3-4 декабря 2020 года, СибАДИ, г. Омск) – Омск: СибАДИ. 2020. С. 12 – 15.

68. Кузнецов И. С., Демиденко А.И. Расчет сил сопротивления фрезерованию грунта рабочим оборудованием экскаватора // Семьдесят четвертая всероссийская научно-техническая конференция студентов, магистрантов и аспирантов высших учебных заведений с международным

участием: сборник материалов конференции (Ярославль, 21 апреля 2021 г.). – Ярославль: ЯГТУ, 2021. – С. 402–405.

69. Кузнецов И.С. Расчет сил сопротивления резанию фрезерным рабочим оборудованием экскаватора / И.С. Кузнецов, А.И. Демиденко // Сборник материалов IV международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных «Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных» (6-7 февраля 2020 года, СибАДИ, г. Омск) – Омск: СибАДИ. 2020. С. 11 - 14.

70. Кузнецов И.С. Результаты исследования процесса взаимодействия резца фрезерного рабочего оборудования экскаватора с разрабатываемой средой // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования: тезисы докладов 79-й международной научно-технической конференции. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. Техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2021. Т.1. 594 с.

71. Кузнецов И.С. Сравнительный анализ экономической эффективности применения фрезерного рабочего оборудования экскаватора для подкопа трубопровода // Вестник СибАДИ. 2021. Т. 18. №5 (81). С. 488 – 496. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-18-5-488-496>

72. Кузнецов И.С. Теоретические исследования процесса взаимодействия резца фрезерного рабочего оборудования экскаватора с грунтом // Вестник СибАДИ 2021. Т. 18. № 1 (77) - С. 42 – 50 <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-18-1-42-50>

73. Кузнецов И. С. Условия проведения экспериментальных исследований шнека фрезерного рабочего органа / И. С. Кузнецов // Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных : Сборник материалов VI Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных (Омск, 10-11 февраля 2022 г.). – Омск: СибАДИ, 2022. – С. 16–18.

74. Кузнецов И. С., Демиденко А.И. Экспериментальные исследования процесса резания талого грунта резцом фрезерного рабочего

оборудования экскаватора // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2022. – № 3. – С. 32-43. <https://doi.org/10.21440/0536-1028-2022-3-32-43>.

75. Лурье М.В. и др. Трубопроводный транспорт нефтепродуктов. – Москва: Нефть и газ, 1999. – 248 с.

76. Мещеряков В.А. Введение в методы математического программирования. Компьютерный практикум в среде 5 MATLAB / В.А. Мещеряков, В.П. Денисов, Л.А. Денисова – Омск: Полиграфический центр КАН, 2013. – 142 с.

77. Николаев В.А. Анализ циклического резания грунта // Вестник СибАДИ. 2019. №16(6). С. 642— 657. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2019-6-642-657>

78. Пат. № 2760113 С1, МПК E02F 9/22, E02F 3/28. Гидравлическая система фрезерного рабочего оборудования экскаватора: № 2021110084: заявл. 13.04.2021: опубл. 22.11.2021 / Н. С. Галдин, И. С. Кузнецов, А. И. Демиденко; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет».

79. Пат. 2211291 РФ, МПК E02F 5/10. Машина для подкопа трубопровода. – № 2001130646/03 : заявл. 12.11.2001 : опубл. 27.08.2003 / Мануйлович О.Ф., Митропольский В. Г. – 2 с. – Текст : непосредственный.

80. Пат. 64312 РФ, МПК F16L 1/028. Машина для удаления грунта из-под магистрального трубопровода. – № 2006146418/22 : заявл. 25.12.2006 : опубл. 27.06.2007 / Киселева, Л.Н., Федотенко Ю.А. – 3 с. – Текст : непосредственный.

81. Пат. 2146784 РФ, МПК F16L 1/028. Машина для удаления грунта из-под магистрального нефте(газо)трубопровода : Общество с ограниченной ответственностью Производственно-коммерческая фирма «Промтех-НН». – № 99105660/06 : заявл. 29.03.1999 : опубл. 20.03.2000 / Тютнев А.М.,

Сауткин В.П., Семин Р.С., Зайчиков Г.И., Вавилов А.Д. – 2 с. – Текст : непосредственный.

82. Пат. 93126 РФ, МПК F16L 1/028. Машина для удаления грунта из-под магистрального трубопровода : заявитель и патентообладатель СибАДИ. – № 2009137839/22 : заявл. 12.10.2009 : опубл. 20.04.2010 / Киселева Л.Н., Федотенко Ю.А., Лазутина Д.В. – 2 с. – Текст : непосредственный.

83. Пат. 182718 РФ, МПК E02F 3/06. Рабочее оборудование одноковшового экскаватора : заявитель и патентообладатель СибАДИ. – № 2018114359 : заявл. 18.04.2018 : опубл. 29.08.2018 / Демиденко А.И., Кузнецов И.С. – 2 с. – Текст : непосредственный.

84. Пат. 193676 РФ, МПК E02F 3/06. Рабочее оборудование экскаватора : заявитель и патентообладатель СибАДИ. – № 2019117815 : заявл. 07.06.2019 : опубл. 11.11.2019 / Демиденко А.И., Кузнецов И.С. – 2 с. – Текст : непосредственный.

85. Пат. 2342494 РФ, МПК E20F 5/10. Система для выемки грунта из-под заглубленной трубы – № 2004108246/03 : заявл. 24.03.2004 : опубл. 27.12.2008 / Канда Т., Мацуда М. – 13 с. – Текст : непосредственный.

86. Пат. 2252302 РФ, МПК E02F 5/10. Устройство разработки грунта из-под трубопровода : заявитель и патентообладатель Институт проблем транспорта энергоресурсов «ИПТЭР». – № 2000119346/03 : заявл. 19.07.2000 : опубл. 20.05.2005 / Хасанов А.Х., Гумеров А.Г. – 5 с. – Текст : непосредственный.

87. Пенчук В. А. Пассивные и активные рабочие органы землеройных машин // Строительные и дорожные машины. 2003. №9. С. 36-38.

88. Потемкин, В.Г. MATLAB 6: среда проектирования инженерных приложений. – М.: Диалог–МИФИ, 2003. – 448 с.

89. РД 39-00147105-015-98 Правила капитального ремонта магистральных нефтепроводов Уфа: ИПТЭР. 1998. 194 с.

90. Сагомоян А.Я. Проникание. М.: Изд-во МГУ, 1974 – 231 с.
91. Салюков В.В. Ремонт локальных участков трубопровода / В.В. Салюков, Н.Х. Халлыев, В.Г. Селиверстов и др. – М.: ИРЦ Газпром, 2001. – 73 с.
92. Свидетельство. 2020662840. Расчет параметров шнека фрезерного рабочего оборудования гидравлического экскаватора : программа для ЭВМ. – № 2020660835 : заявл. 20.10.2020 : опубл. 20.10.2020 / Кузнецов И. С.
93. Свидетельство. 2021612487. Расчет режимных параметров фрезерного рабочего оборудования гидравлического экскаватора: программа для ЭВМ. – № 2021611343: заявл. 10.02.2021: опубл. 18.02.2021 / Кузнецов И. С.
94. Свидетельство. 2022612089. Формирование номограммы для определения параметров фрезерного рабочего оборудования экскаватора: программа для ЭВМ. – № 2022611123: заявл. 02.02.2022: опубл. 08.02.2022 / Кузнецов И. С.
95. Семкин Д.С. О влиянии рабочих органов землеройных машин на силу сопротивления грунта резанию // Вестник СибАДИ. 2017. №1(53). С. 37– 43. [https://doi.org/10.26518/2071-7296-2017-1\(53\)-37-43](https://doi.org/10.26518/2071-7296-2017-1(53)-37-43)
96. Семкин Д. С. О влиянии скорости рабочих органов землеройных машин на силу сопротивления грунта резанию / Д. С. Семкин // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. – 2017. – № 1(53). – С. 37-43. – EDN YLGFIZ.
97. Федоров Д.И. Рабочие органы землеройных машин. – М.: Машиностроение, 1990 – 360 с.
98. Фихтенгольц Г.М. Основы математического анализа. т. 2. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2002 – 440 с.
99. Хованский Г.С. Номограмма и её возможности – Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», М., 1977. – 128 с.

100. Цытович Н.А. Механика грунтов. – М.: Высшая школа, 1983.
101. Чеченков М. С. Разработка прочных грунтов. – Л.: Стройиздат: Ленингр. отделение, 1987 – 231 с.
102. Шутов В.Е. Механика грунтов в трубопроводном строительстве / В.Е. Шутов, В.В. Орехов. – М.: РГУ нефти и газа, 2001. – 79 с.
103. Abdiel B., Ulrich H., Thai D., Klaus H., Günther M. Hypoplastic particle finite element model for cutting tool-soil interaction simulations // Numerical analysis and experimental validation. Underground Space. Volume 3, Issue 1, March 2018, Pages 61-71. <https://doi.org/10.1016/j.undsp.2018.01.008>.
104. Amiya K. L. Material Selection and Performance in Oil and Gas Industry // Applied Metallurgy and Corrosion Control . 2017. pp 269–347. DOI: 10.1007/978-981-10-4684-1-9 269.
105. Archibald I.C. Soil stabilizer // Pipeline and gas Journal. 1984. No 11. pp. 44–46.
106. Belousov S. V., Saprykin E. A., Karmazin I. S. Explanation of the angle of sharpening of a plough cutting working body // E3S Web of Conferences, Sevastopol. Sevastopol: EDP Sciences, 2019. P. 00025. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912600025>.
107. Charru F. Hydrodynamic Instabilities. Cambridge University Press, 2011. 391 p.
108. Chen Z., Yue Q. Ground characterization using breaking-action-based zoning analysis of rotary-percussive instrumented drilling // International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences. Volume 75, April 2015, Pages 33-43. <https://doi.org/10.1016/j.ijrmms.2014.11.008>.
109. Guohui L., Wenjin W., Zhijuan J., Leibin Z., Fubin W., Zhen W. Mechanism and numerical analysis of cutting rock and soil by TBM cutting tools // Tunnelling and Underground Space Technology. Volume 81. November 2018, Pages 428-437. <https://doi.org/10.1016/j.tust.2018.08.015>.
110. Hekimoglu O.Z. Suggested methods for optimum rotative motion of point attack type drag tools in terms of skew angles // International Journal of

Mining, Reclamation and Environment. 2019. URL: <https://www.researchgate.net/publication/336811965>. (дата обращения: 13.01.2023).

111. Huang S., Kang C., Bayat A., Heath K., Trovato C., Osbak M. Impact of mechanical tripping on cuttings transport in large-diameter horizontal directional drilling applications // *Tunnelling and Underground Space Technology*. Volume 117, November 2021, 104159. <https://doi.org/10.1016/j.tust.2021.104159>.

112. Jafari M. R., Mostyn G. Laboratory investigation into ripping. *International // Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*. Volume 34, Issues 3–4, April–June 1997, Pages 209.e1-209.e13. [https://doi.org/10.1016/S1365-1609\(97\)00254-2](https://doi.org/10.1016/S1365-1609(97)00254-2).

113. Janosevic D., Mitrev R., Andjelkovic B., Petrov P. Quantitative measures for assessment of the hydraulic excavator digging efficiency // *Journal of Zhejiang University SCIENCE A/2012*, Volume 13, Issue 12, pp 926-942.

114. Li S., Wan Z., Zhao S., Ma P., Wang M., Xiong B. Soil conditioning tests on sandy soil for earth pressure balance shield tunneling and field applications // *Tunnelling and Underground Space Technology*. Volume 120, February 2022. 104271. <https://doi.org/10.1016/j.tust.2021.104271>.

115. Ling X., Tang L., Cong S., Tang W. Preliminary identification of potential failure modes of a disc cutter in soil-rock compound strata // *Interaction analysis and case verification. Engineering Failure Analysis*. Volume 131, January 2022, 105907. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105907>.

116. Mourad N., Rabia K. Pipelines Reliability Analysis Under Corrosion Effect and Residual Stress // *Arabian Journal for Science and Engineering*. 2015, Vol. 40, Iss. 11. pp. 3273–3283. DOI: 10.1007/s13369–015–1723–9.

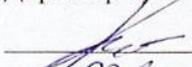
117. Pai-Chi Chang, Fu-Shou Wang, Jia-Huei Hwang, Wei-Fang Chen. Research on the design and manufacturing of an outer cycloid slotting cutter // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology/2005*, Volume 27, Issue 3-4, pp 248-253.

118. Zanin P. Excavation method and apparatus for accessing underground pipes of pipelines for gas, oil, and the like for maintenance and/or restoration, United States Patent 5601383A, E02F5/003.

119. Zhang Z., Aqeel M., Li C., Fei S. Theoretical prediction of wear of disc cutters in tunnel boring machine and its application // Journal of Rock Mechanics and Geotechnical Engineering. Volume 11, Issue 1, February 2019, Pages 111-120. <https://doi.org/10.1016/j.jrmge.2018.05.006>.

«Утверждаю»

Директор ООО «Спецтранс»

 Кисс Д.В.

«21» февраля 2023 г.



АКТ

внедрения методики расчета основных параметров и режимов работы фрезерного рабочего оборудования экскаватора

Настоящий акт подтверждает передачу методики расчета основных параметров и режимов работы фрезерного рабочего оборудования экскаватора, применяемого для выполнения земляных работ, разработанной в ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет», автор И. С. Кузнецов, для использования в ООО «Спецтранс».

Методика принята к внедрению и будет использована для определения конструктивных и режимных параметров работы фрезерного рабочего оборудования с учетом физико-механических свойств грунта.

Заместитель директора



А.Е. Спектор

«Утверждаю»

Генеральный директор

АО «Омскавтодор»

Караванцев В. Н.

2023 г.



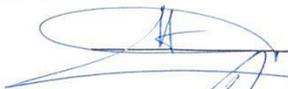
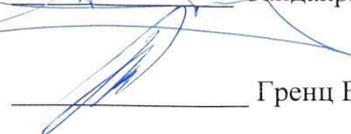
АКТ

внедрения методики определения параметров фрезерного рабочего органа одноковшового гидравлического экскаватора

Комиссия в составе: заместителя генерального директора по обеспечению деятельности предприятия Сандакрышина Андрея Александровича, начальника РММ Гренца Евгения Александровича подтверждает передачу методики определения параметров фрезерного рабочего органа одноковшового гидравлического экскаватора, используемого для выполнения земляных работ при ремонте магистральных трубопроводов. Настоящая методика разработана в ФГБОУ ВО «СибАДИ» И.С. Кузнецовым и используется для расчета параметров рабочего оборудования экскаватора.

Методика будет использована на АО «Омскавтодор» с целью повышения эффективности разработки грунтов при выполнении земляных работ с помощью гидравлического экскаватора.

Члены комиссии:

 Сандакрышин А.А.
 Гренц Е.А.

«Утверждаю»

Проректор по образовательной
деятельности ФГБОУ ВО «СибАДИ»

д.т.н., проф. Кузнецова В.Н.

«*ВН*»



АКТ

внедрения установки и методики для проведения экспериментальных исследований процесса взаимодействия фрезерного рабочего органа экскаватора с разрабатываемым грунтом

Мы, комиссия в составе директора института «Автомобильный транспорт, нефтегазовая и строительная техника», к.т.н., доцента Банкета М.В., заведующего кафедрой «Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника», к.т.н., доцента Летопольского А.Б., заведующего лабораторией «Грунтовый канал» Володарца В.А., составили настоящий акт о том, что разработанная и изготовленная соискателем ученой степени кандидата технических наук Кузнецовым И.С. установка и методика проведения экспериментальных исследований фрезерного рабочего органа экскаватора используется при проведении лабораторных работ студентами, а также при проведении научно-исследовательских работ сотрудниками кафедры «Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника».

 Банкет М.В.
 Летопольский А.Б.
 Володарец В.А.
 Кузнецов И.С.



С.С. Суровцева
д. документовед отдела кадров работников УПиКО
20__ г.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица Б.1 – Результаты исследования сжимаемости грунта

Период опроса каналов - 0,1 с			
Траверса - Сила	Траверса - Координата	Суппорт - Момент	Время отсчета
кН	мм	Нм	с
0	0	-12,3	0
0	-0,043	-12,4	0,1
-0,01	-0,147	-12,3	0,2
-0,02	-0,252	-12,6	0,3
-0,03	-0,376	-12,6	0,4
-0,04	-0,495	-12,6	0,5
-0,05	-1,023	-12	0,6
-0,09	-1,206	-12,4	0,7
-0,12	-1,054	-12,7	0,8
-0,17	-1,05	-12,4	0,9
-0,22	-1,189	-12,5	1
-0,27	-1,347	-12,6	1,1
-0,35	-1,49	-12,9	1,2
-0,39	-1,65	-12,7	1,3
-0,45	-1,795	-12,9	1,4
-0,5	-1,955	-12,6	1,5
-0,56	-2,099	-12,4	1,6
-0,64	-2,26	-12,4	1,7
-0,71	-2,404	-12,5	1,8
-0,81	-2,564	-12,4	1,9
-0,9	-2,709	-12,6	2
-1	-2,869	-12,5	2,1
-1,13	-3,014	-12,5	2,2
-1,24	-3,174	-12,6	2,3
-1,36	-3,318	-12,6	2,4
-1,5	-3,479	-12,7	2,5
-1,62	-3,623	-12,9	2,6
-1,75	-3,783	-12,7	2,7
-1,87	-3,928	-12,7	2,8
-2,04	-4,088	-12,7	2,9
-2,18	-4,233	-12,7	3
-2,34	-4,393	-12,9	3,1
-2,48	-4,537	-12,9	3,2
-2,67	-4,697	-12,6	3,3
-2,85	-4,842	-12,6	3,4
-3,04	-5,002	-12,4	3,5
-3,27	-5,146	-12,4	3,6
-3,5	-5,306	-12,7	3,7
-3,71	-5,45	-12,6	3,8
-3,95	-5,61	-12,5	3,9
-4,2	-5,754	-12,6	4
-4,48	-5,914	-12,9	4,1

-4,72	-6,058	-12,9	4,2
-5,03	-6,218	-13,1	4,3
-5,28	-6,362	-12,9	4,4
-5,6	-6,521	-13	4,5
-5,87	-6,665	-13	4,6
-6,21	-6,824	-13	4,7
-6,56	-6,968	-12,9	4,8
-6,91	-7,127	-12,4	4,9
-7,28	-7,27	-12,9	5
-7,7	-7,429	-12,9	5,1
-8,07	-7,572	-12,6	5,2
-8,55	-7,732	-12,7	5,3
-9,02	-7,874	-13	5,4
-9,52	-8,033	-12,7	5,5
-9,99	-8,176	-12,4	5,6
-10,57	-8,334	-12,4	5,7
-11,14	-8,477	-12,5	5,8
-11,78	-8,635	-12,1	5,9
-12,38	-8,777	-12,3	6
-13,14	-8,935	-12,5	6,1
-13,82	-9,077	-12,3	6,2
-14,66	-9,234	-12,4	6,3
-15,43	-9,376	-12,1	6,4
-16,35	-9,533	-12,4	6,5
-17,23	-9,674	-12,1	6,6
-18,25	-9,83	-11,8	6,7
-19,25	-9,971	-11,6	6,8
-20,44	-10,127	-11,5	6,9
-21,59	-10,267	-11,6	7
-22,93	-10,423	-11,5	7,1
-24,28	-10,562	-11,3	7,2
-25,85	-10,717	-11,3	7,3
-27,4	-10,855	-11,2	7,4
-29,25	-11,008	-10,9	7,5
-31,05	-11,146	-10,9	7,6
-33,24	-11,297	-10,7	7,7
-35,33	-11,433	-10,6	7,8
-37,84	-11,584	-10,3	7,9
-40,25	-11,718	-10,1	8
-43,11	-11,865	-9,8	8,1
-45,76	-11,996	-9,6	8,2
-48,55	-12,14	-9,2	8,3
-50,84	-12,266	-8,8	8,4
-53,26	-12,403	-8,5	8,5
-55,32	-12,521	-8,5	8,6
-57,43	-12,645	-8,6	8,7
-59,12	-12,748	-8,6	8,8
-60,5	-12,842	-8,8	8,9
-59,08	-12,852	-7,2	9
-58,24	-12,852	-7,2	9,1

-57,79	-12,852	-7,4	9,2
-57,44	-12,852	-7,4	9,3
-57,16	-12,852	-7,4	9,4
-56,94	-12,852	-7,4	9,5
-56,75	-12,852	-7,4	9,6
-56,58	-12,852	-7,7	9,7
-56,45	-12,852	-7,5	9,8
-56,3	-12,852	-7,7	9,9
-56,2	-12,852	-7,5	10
-56,1	-12,852	-7,7	10,1
-55,99	-12,852	-7,7	10,2
-55,9	-12,852	-7,5	10,3
-55,83	-12,852	-7,8	10,4
-55,73	-12,852	-7,7	10,5
-55,67	-12,852	-7,8	10,6
-55,6	-12,852	-7,7	10,7
-55,54	-12,852	-7,8	10,8
-55,48	-12,852	-7,8	10,9
-55,42	-12,852	-7,8	11
-55,36	-12,852	-7,8	11,1

Программа для ЭВМ «Расчет параметров шнека фрезерного рабочего
оборудования гидравлического экскаватора»

```

clc
% диаметр винта, м
Dw=0.42;
% диаметр вала, м
dw=0.29;
% длина винтового конвейера, м
Lg=0.26
mu=0.3
% плотность грунта, т/м^3
Gam=1.6
f=0.7;
% f1=0.5;
% угловая скорость винта, рад/с
omega=6.28
% частота вращения, об/мин
n=omega*30/pi
% высота винта, м
b=0.5*(Dw-dw)
% шаг винта
Sw=0.5*Dw
% угол подъема наружной винтовой линии
alfa=atan(Sw/pi/Dw); Alfa=180*alfa/pi
% угол подъема внутренней винтовой линии
beta=atan(Sw/pi/dw); Beta=180*beta/pi
cs=cos(beta)/cos(alfa); D_d=Dw/dw;
% параметры развертки секции винта
D_w=2*b*D_d*cs/(D_d*cs-1)
d_w=D_w-2*b
% угол между началом и концом секции развертки
delta=Dw*pi/D_w/cos(alfa)/(pi-0.5)*180/pi

```

% требуемая производительность

% винтового конвейера, т/ч

$$P = \pi * D_w^2 / 4 * 1.2 * 1.6 / 120 * 3600$$

$$P_f = 47 * 1.6 * n * (D_w - d_w)^3$$

$$w = 1.2;$$

$$q_t = 80 * D_w$$

% осевая скорость материала, м/с

$$v = S_w * n / 60$$

% Мощность привода винтового конвейера, кВт

$$N = 0.0027 * P * L_g * w + 0.02 * 0.15 * q_t * L_g * v * 0.16$$

% $w_0 = 2.5$

$$N = P * (w_0 * L_g) * 9.81 / 3600 + D_w * L_g / 20 + \dots$$

$$16 * \pi * D_w^2 * k_n / 4 * 2 * L_g * 0.8 * v$$

$$M_{kr} = 16000 * \pi * D_w^2 / 4 * 2 * L_g * 0.8 * D_w$$

$$M_{kr} = 16000 * \pi * D_w^2 / 8 * L_g * (0.3 + 0.8) * d_w$$

% критические угловые скорости

$$f_i = \arctan(f), F_i = f_i * 180 / \pi$$

$$f_{i1} = \arctan(0.75 * f), F_{i1} = f_{i1} * 180 / \pi$$

% а) для частиц на внешней кромке винта

$$w_{kn} = \sqrt{2 * 9.81 / D_w / f}$$

$$w_{kn} = \sqrt{2 * 9.81 * \tan(\alpha + f_{i1}) / D_w / f}$$

% б) для частиц внутри

$$w_{kw} = \sqrt{2 * 9.81 / d_w / f}$$

$$k_v = \cos(\alpha) * \cos(\alpha + f_{i1}) / \cos(f_{i1})$$

% действительная осевая скорость материала, м/с

$$v_s = k_v * S_w * n / 60$$

% площадь поперечного сечения грунта в шнеке, м²

$$F = \pi * (D_w^2 - d_w^2) / 4$$

% фактическая производительность шнека, т/ч

$$Q_f = 60 * k_v * \Gamma_{am} * S_w * F * n$$

$$Q_{f_} = 3600 * \Gamma_{am} * F * v_s$$

% требуемая производительность шнека, т/ч

$$Q_t = \pi * D_w^2 / 4 * 1.2 * \Gamma_{am} / 2 * 60$$

% коэффициент сопротивления движению материала по шнеку

$$\omega_0=4$$

% мощность, затрачиваемая на шнеке, кВт

$$N=1.4*\omega_0*Q_f*L_g/367$$

% крутящий момент на шнеке, Н*м

$$M_{kr}=1000*N/\omega$$

$$d_1=0.8*D_w$$

$$\alpha_1=\text{atan}(S_w/\pi/d_1); \text{Alfa1}=180*\alpha/\pi$$

% осевая сила на вале винта

$$T=2*M_{kr}/d_1/\tan(\alpha_1+f_1)$$

Программа для ЭВМ
«Расчет режимных параметров фрезерного рабочего
оборудования гидравлического экскаватора»

```
clc
global h
global mo
%global cs sn cr sr
%lfar
a=45:1: 65;
%w
b=5:1: 10;
r1=11.5/2;
r2=30/2;
r3=34/2;
%r3=36/2;
alfa1=43.78;
alfa2=52.88;
alfa3=8.13;
%alfa3=6.3;
%суммарная площадь осевых сечений цилиндров, мм^2
Hsr=8*11.5/2;
%коэффициент трения грунта о сталь
mo=0.3;
%плотность неразрушенного грунта, кг/м^3
Gammao=1600;
%плотность разрушенного грунта, кг/м^3
Gamma=1400;
%коэффициент сжимаемости
b1=0.999;
%скорость заглубления, м/с
vz=0.01;
%количество резцов на ряду
nr=2; % n<7
```

```

%радиус вращения резцов, м
R=0.1;
r=0.05;
[A,B]=meshgrid(a,b);
m=length(a);
n=length(b);
s1=zeros(m,n);
for ii=1:m
    for jj=1:n
        alfar=a(ii); w=b(jj);
        alf_w1;
        s1(ii,jj)=Mkr;
        s2(ii,jj)=Mkr/w^2;
%    s1(ii,jj)=Mkr/35/sin(pi*alfar/180);
%    s1(ii,jj)=Mkr*w/1000;
        %s1(ii,jj)=3*R*100*3.5*...
        %sin(pi*alfar/180)/Mkr;
    end
end
surf(A,B, s1'), xlabel('alfar')
ylabel('w'), zlabel('Mkr')
ss=mean(s2');
figure
plot(a*pi/180,ss),grid
%disp([mean(s1)])
alfar=pi/3;
%число задних резцов
n=3;
%угловая скорость, рад/с
%w=2*pi;
w=pi;
%суммарный крутящий момент, Н м
Mper=w^2*(6.47*alfar-1.9*alfar^2-1.44);
Mzad=w^2*n*(5.25*alfar-1.9*alfar^2-1.39);
Msum=Mper+Mzad+234.8/w;

```

```

plot(n,Msum);grid
Nsum=((Mper+Mzad)*w+234.8)/1000;
figure
plot(n,Nsum);
grid

```

Дополнительный файл № 1

```

%global cs sn cr sr
%скорость наружных резцов, м/с
vn=w*R;
%скорость внутренних резцов, м/с
vw=vn/2;
%толщина стружки
h=(2*pi/w/nr)*vz*1e3;
%Jb=J_gor_bok(30/2,11.5/2,57, 50)
%Jlob=mo*J_gor_lob(30/2,11.5/2,57,50)
%Jlobsg=J_gor_lobsigma(30/2,11.5/2,57,50);
%цилиндры
Llobsl=Eg_sil(Hsr,alfar);
%нижний конус
Jb1=J_gor_bok(r1,0,alfa1, alfar);
Js1=r1^2/2*J_gor_lobsigma1(alfa1, alfar);
Jtr1=mo*r1^2/2*J_gor_lob1(alfa1, alfar);
J1=Js1+Jtr1;
%средний конус
Jb2=J_gor_bok(r2,r1,alfa2, alfar);
Js2=(r2^2-r1^2)/2*J_gor_lobsigma1(alfa2, alfar);
Jtr2=mo*(r2^2-r1^2)/2*J_gor_lob1(alfa2, alfar);
J2=Js2+Jtr2;
%верхний конус
Jb3=J_gor_bok(r3,r2,alfa3, alfar);
Js3=(r3^2-r2^2)/2*J_gor_lobsigma1(alfa3,alfar);
Jtr3=mo*(r3^2-r2^2)/2*J_gor_lob1(alfa3, alfar);
Jtr3=mo*(r3^2-r2^2)/2*J_gor_lob1(alfa3, alfar)
J3=Js3+Jtr3;

```

```

Jr=J1+J2+J3+Jlobsl;
Jb=Jb1+Jb2+Jb3;
% сопротивление резанию наружных резцов, Н
Pnar=2*Gamma*vn^2/(1-b1)*Jr*1e-6+...
    2*(Gammao-Gamma)*vn^2/(1-b1)*Jb*1e-6;
% сопротивление резанию внутренних резцов, Н
Pwn=2*Gamma*vw^2/(1-b1)*Jr*1e-6+...
    2*(Gammao-Gamma)*vw^2/(1-b1)*Jb*1e-6;
%требуемый крутящий момент, нм
Mkr=nr*(Pnar*R+Pwn*R/2);

```

Дополнительный файл № 2

```

function y=Eg_sil(Hsr,alfar)
global mo
Alfar=alfar*pi/180; sr=sin(Alfar); cr=cos(Alfar);
%Hsr площадь осевого сечения цилиндра, мм^2
y=Hsr*((2/3)*sr^3+mo*(pi/4)*cr);

```

Дополнительный файл № 3

```

function Jb=J_gor_bok(R,r,alfa, alfar)
global h
% независимые переменные
% R - верхний радиус, мм
% r - нижний радиус, мм
% alfa угол наклона образующей к оси, градусы
% alfar - угол резания, град
%геометрические характеристики усеченного конуса, мм^2
Alfar= pi*alfar/180;sr=sin(Alfar);cr=cos(Alfar);
Alfa=pi*alfa/180; tg=tan(Alfa);sn=sin(Alfa);cs=cos(Alfa);
J1=(h.^2*tg).*log((R+h*tg)./(r+h*tg));
J2=1.5*sqrt(tg)*h.^1.5*(R^0.5-r^0.5);
J3=h*(R-r);
J4=sqrt(2*h/tg).*((R+0.5*h*tg).^1.5-(r+0.5*h*tg).^1.5)/3;
Jb=cs^2*sr.^3.*J1+3*cs*sn*sr.^2.*cr.*J2+3*sn^2*sr.*cr.^2.*J3+sn^3*cr.^3*J4/cs;

```

Дополнительный файл № 4

```
function y=J_gor_lob1(alfa, alfar)
% global cs sn cr sr
%global mo
% учет сил трения на лобовой поверхности
Alfar= pi*alfar/180;sr=sin(Alfar);cr=cos(Alfar);
Alfa=pi*alfa/180;sn=sin(Alfa);cs=cos(Alfa);
% y=quad(@Jtr,0, pi/2)/sn;
y=(-(2/3)*cs^2*sr^3*sn-(pi/2)*cs*sr^2*sn...
    -sn^3*cr^2*sr+(pi/4)*cs^3*sr^2*cr+...
    2*cs^2*sr*sn*cr^2+(pi/2)*sn^2*cr^2*cs)/sn;
```

Дополнительный файл № 5

```
function y=J_gor_lobsigma1(alfa, alfar)
Alfar= pi*alfar/180;sr=sin(Alfar);cr=cos(Alfar);
Alfa=pi*alfa/180;sn=sin(Alfa);cs=cos(Alfa);
% y=quad(@Jsigma,0, pi/2)*(R^2-r^2)/2;
y=(2/3*cs^3*sr^3+...
    +3*pi/4*cs^2*sr^2*sn*cr+...
    +3*cs*sr*sn^2* cr^2+...
    +sn^3*cr^3)/sn;
```

Программа для ЭВМ

«Формирование номограммы для определения параметров фрезерного рабочего
оборудования экскаватора»

```

clc
q=44.21*(pi/3)^0.2106
qq=(2*pi)^0.3078
q1=q*(2*(0.1^1.3078+0.05^1.3078))
q2=q*(0.15-0.02*sin(pi/3))^1.3078
qq*q1
qq*q2
w=[2*pi 3*pi 4*pi];
n=1:3;
%Cu=[2 5 8 10 11 12 13 14 15];
Cu=[5 8 10 12 14 15];
Mc=100:100:1000;
nomf1f2f3(w,n,Cu,Mc)

function nomf1f2f3(w, n, Cu, Mc)
L=30;
H=-100;
n1w=length(w)
n1=L/(f2(w(n1w))-f2(w(1)))
b1=f2(w(1))
b1=1.4
Yw=n1*(f2(w)-b1)
Xw=H*ones(1,n1w)
plot(Xw,Yw,'-k.')
n1n=length(n)
m1=200/(f2(w(n1w))*f3(n(n1n))-f2(w(1))*f3(n(1)))

f1w=f2(w(n1w))*f3(n(n1n))
f1n=f2(w(1))*f3(n(1))
%f1n=30

```

```

%a1=f1n
%a1=30
%m1=200/(f1w-f1n)
%m1=5
%m1=6.265
%a1=29.2
%M_c=f1n:(f1w-f1n)/10:f1w
%M_c=30:5:70
M_c=15:5:40
a1=M_c(1)
Xc_=zeros(1,length(M_c))
Yc_=m1*(f1(M_c)-a1)
Ynom=m1*(f1(16.5)-a1)
hold on
plot(Xc_,Yc_,'-k.')
Xn_=m1*H*f3(n)./(m1*f3(n)-n1)
Yn_=m1*n1*(a1-b1*f3(n))./(m1*f3(n)-n1)
plot(Xn_,Yn_,'-k.')
%шкала Mc
H2=100;
%L2=200;
L2=250
m2=L2/(Mc(length(Mc))-Mc(1))
a2=Mc(1)
XMc=H2*ones(1,length(Mc))
YMc=m2*(Mc-a2)
plot(XMc,YMc,'-k.')
%шкала Cu
xCu=H2-m2*H2*Cu./(m2*Cu-m1)
yCu=m2*m1*(a2-a1*Cu)./(m2*Cu-m1)
plot(xCu,yCu,'-k.')
%line([Xn_(1),Xc_(1),xCu(5)],...
% [Yn_(1),Yc_(1),yCu(5)])
line([Xn_(1),Xc_(1),xCu(5)],...
[Yn_(1),Ynom,yCu(5)])

```

```
%cla
%axis off
hold off
function y=f1(M_c)
y=M_c;
function y=f2(w)
y=w.^0.3078;
function y=f3(n)
% y=10.86+5.73*n;
y=6.1704+3.1808*n;
```