

Министерство образования Республики Беларусь
Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет»

И. В. Лесковец

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГУСЕНИЧНОГО БУЛЬДОЗЕРА

Могилев
«Белорусско-Российский университет»
2022

УДК 625.08:519.876.5

Рекомендовано к изданию ученым советом Белорусско-Российского университета
«27» мая 2022 г., протокол № 10

Р е ц е н з е н т ы :

д-р техн. наук, проф. *В. А. Довгяло*;

д-р техн. наук, проф. *А. Н. Орда*

Лесковец, И. В.

Имитационное моделирование гусеничного бульдозера: [монография] / И. В. Лесковец. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2022. – 208 с.: ил.
ISBN 978-985-492-278-2.

В монографии изложены теоретические основы имитационного моделирования механизмов и систем гусеничного бульдозера при выполнении технологического процесса копания грунта, позволяющие определить геометрические, скоростные, инерционные и силовые характеристики процесса копания грунта. Приведены результаты, позволяющие установить взаимосвязи между параметрами механизмов и систем гусеничного бульдозера с возникающими при разработке грунтов усилиями на рабочем оборудовании.

Предназначена для специалистов, исследующих и проектирующих бульдозеры, а также для магистрантов, аспирантов и преподавателей, занимающихся проблемами проектирования гусеничных машин для земляных работ.

УДК 625.08:519.876.5

ISBN 978-985-492-278-2

© Лесковец И. В., 2022

© Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования «Белорусско-Российский университет», 2022

Введение

Повышение эффективности машин для земляных работ продолжает оставаться важной задачей, требующей решения при проектировании и производстве техники. Одним из направлений такого повышения является снижение энергоемкости разработки грунта. На эффективность работы машины для земляных работ наиболее значительное влияние оказывают параметры грунта и рабочего оборудования. Теоретические исследования, посвященные выявлению закономерностей, возникающих при взаимодействии грунта и рабочего оборудования, ведутся достаточно продолжительное время. Авторами научных работ выполнено немало научных исследований, что позволяет установить теоретические зависимости, которые делают возможным определение сил, возникающих при взаимодействии рабочих органов, грунтов, рудных и нерудных полезных ископаемых. Основное направление экспериментальных и теоретических исследований посвящено выявлению зависимостей, которые позволяют установить величины сил сопротивления резанию и копанию грунтов. В ходе научных исследований был сделан вывод, что большое значение, при проектировании машин, имеет задача выбора оптимальных параметров рабочих органов оборудования для земляных работ. В настоящее время при проектировании ковшового и отвального рабочего оборудования используются достаточно простые статистические зависимости, которые позволяют установить величины сил сопротивления резанию или копанию для выбранной категории грунта и заданных параметров рабочего органа. Величины сил, возникающих при производстве земляных работ, вычисляются, как правило, при полной призме волочения или полном ковше.

Решению вышеобозначенных задач посвящены работы многих: В. Д. Абезгауза, И. Я. Айзенштока, Т. В. Алексеевой, К. А. Артемьева, В. Л. Баладинского, В. И. Баловнева, В. А. Баумана, Ю. И. Белякова, Е. И. Берестова, И. Л. Беркмана, Б. А. Бондаровича, А. А. Вайнсона, Ю. А. Ветрова, В. М. Владимирова, Д. П. Волкова, Н. С. Галдина, М. И. Гальперина, З. Е. Гарбузова, Н. Г. Гаркави, В. П. Горячкина, Н. Г. Домбровского, А. М. Завьялова, А. Н. Зеленина, С. В. Кравца, Е. М. Кудрявцева, Э. Н. Кузина, В. Н. Кузнецовой, В. А. Мещерякова, В. В. Москвичева, В. А. Назарова, И. А. Недорезова, В. В. Ничке, В. П. Павлова, В. А. Пенчука, А. В. Раннева, Д. И. Федорова, Н. Я. Хархуты, Л. А. Хмары, А. М. Холодова, А. М. Щемелева, В. С. Щербакова, В. А. Яркина и др. Ими разработаны основы теории проектирования рабочего оборудования машин для земляных работ.

Процесс производства земляных работ является динамическим и характеризуется значительным отклонением величин сил сопротивления копания от средних значений при полной призме волочения, что установлено всеми авторами научных исследований области. Таким образом, на величины сил сопротивления копания грунта оказывают влияние не только параметры грунта и рабочего оборудования, но и параметры всей машины в целом, что требует рассмотрения процесса копания во взаимодействии механизмов машины как единой динамической системы. Многие авторы указывают, что для определения характеристик машин для земляных работ необходимо использование системного подхода, который позволяет учитывать взаимодействие различных элементов машины как единой системы. Данный метод стал возможным на основе применения теории математического моделирования. Современное состояние информационных технологий позволяет проводить разработку теоретических имитационных моделей на основе использования известных зависимостей для определения сил сопротивления копания и систем дифференциальных уравнений, позволяющих выполнять оценку состояния технических систем во времени при производстве земляных работ.

Параметры машин, определяющие их технические характеристики и энергетическую эффективность, задаются на этапе проектирования. В настоящее время на рынке гусеничных бульдозеров имеется огромное количество аналогов машин, спроектированных на базе гусеничных тракторов разных классов. Анализ аналогов позволяет при проектировании новой техники установить наиболее эффективные машины и предположить, какие параметры необходимо использовать при проектировании новой техники с целью придания ей наибольших конкурентных преимуществ. Следует отметить, что конструкторские коллективы не всегда свободны в выборе требуемых параметров, т. к. при проектировании новой техники могут присутствовать ограничения, накладываемые конструкцией базовых машин или устанавливаемые особенностями конкретного производства. Использование технических решений, которые применяются другими производителями аналогичной продукции, может не принести желаемых результатов в области эффективности разработки грунтов.

Многими авторами отмечается, что использование математического и имитационного моделирования на основе системного подхода позволяет на стадии проектирования провести работы по оптимизации параметров рабочего оборудования машин для земляных работ с целью достижения наилучших результатов энергоэффективности производства земляных работ.

Решению вопросов разработки математических и имитационных моделей рабочего процесса гусеничного бульдозера посвящена данная монография. Исследования, представленные в ней, выполнены в межгосударственном образовательном учреждении высшего образования «Белорусско-Российский университет» на кафедре «Транспортные и технологические машины».

Автор выражает искреннюю благодарность доцентам кафедры «Транспортные и технологические машины» межгосударственного образовательного учреждения «Белорусско-Российский университет» Е. В. Кузнецову, А. П. Смоляр и А. В. Кулабухову.

1 Состояние исследований в области проектирования бульдозеров

1.1 Анализ направлений развития рабочего оборудования бульдозеров

Копание грунта – один из наиболее распространенных, но и недостаточно изученных процессов. С началом бурного строительства железных дорог получили широкое распространение средства механизации труда при производстве земляных работ. Рабочий орган бульдозера или рабочее оборудование отвального типа не получило с того времени принципиальных изменений. Активное изучение процессов разработки грунтов начато в 20–30-е гг. XX в. и ведется по настоящее время. Связано это с тем, что процесс является многостадийным и каждая стадия имеет свои существенные отличия.

Над теоретическими основами резания и копания грунтов отвальными рабочими органами работали многие ученые: И. Я. Айзеншток, В. И. Баловнев, Ю. А. Ветров, М. И. Гальперин, Н. Г. Домбровский, А. Н. Зеленин, А. С. Кананьян, Г. И. Клиопа, П. С. Кузьмин, А. С. Кондра, С. Н. Максимов, Н. Н. Маслов, С. И. Мигин, М. Х. Пигулевский, И. С. Сегаль, В. П. Станевский, В. П. Тяжелов, А. М. Щемелев, Н. Д. Устинкин, Д. И. Федоров, М. И. Эстрин. Исследования, посвященные проблемам резания и копания грунта, проводились параллельно с работами в области изучения свойств грунтов в различных географических областях. Сопоставление результатов в области исследования свойств грунтов и теории их разработки позволило обогатить эти научные направления, проводить комплексный анализ изучаемых проблем и найденных решений.

Большое значение в исследуемой области имеют работы в сельском хозяйстве В. П. Горячкина, в области поведения грунтов в различных условиях М. Н. Гольдштейна, при анализе материалов, которые необходимо разрабатывать при проведении дорожно-строительных работ, М. И. Подщеколдина, И. П. Прокофьева, М. И. Филатова, в области исследования механики и свойств грунтов С. С. Голушкевича, В. В. Соколовского, Н. А. Цытовича.

В 20–50-е гг. XX в. учеными проведены исследования процессов резания и копания грунтов, которые позволили выявить основные закономерности и построить расчетные схемы для определения сопротивлений перемещению землеройных машин при осуществлении технологических операций.

Большое количество экспериментальных исследований и анализ процессов, происходящих при разработке грунтов, позволили исследователям

того времени разработать основные термины и определения, такие как резание грунтов – процесс отделения от грунтового массива с целью его разработки.

Далее исследователями отмечается, что все землеройные машины в процессе разработки грунта преодолевают комплексное сопротивление, называемое сопротивлением копания. Вскрыты закономерности в определении сопротивлений копания как суммы составляющих трех основных частей:

- 1) сопротивление грунта резанию;
- 2) сопротивление перемещению призмы волочения;
- 3) сопротивление заполнению ковша (у ковшовых машин) либо сопротивление перемещению стружки вверх по отвалу либо сквозь призму волочения (для машин с отвальным рабочим органом). Хотя эта методика подвергалась критике многими учеными, однако и в настоящее время она используется для практических расчетов.

Многими исследователями, в частности Н. Г. Домбровским [2] и Ю. А. Ветровым [3], установлено, что сила сопротивления резанию является наиболее весомой составляющей и составляет от 42 % до 83 % в сумме сопротивлений копания при применении различных рабочих органов в различных условиях. На основании экспериментальных данных устанавливаются значения сил сопротивления резанию и сопротивления копания, предлагается применение расчетных зависимостей с учетом коэффициента, характеризующего сопротивление копания. Отмечается важность *уточнения определения величин и закономерностей сил сопротивления резанию и копания, что должно в наибольшей степени способствовать усовершенствованию и повышению эффективности землеройных машин.*

С появлением мобильных, энергетически оснащенных машин и с возникновением необходимости проведения большого количества земляных работ при строительстве крупных производственных объектов все большее внимание уделяется процессам разработки грунтов.

Исследования, посвященные различным направлениям в данной области, велись в Московском и Киевском инженерно-строительных институтах; Московском, Харьковском и Сибирском автомобильно-дорожных институтах; Днепропетровском горном, Свердловском и Саратовском политехнических институтах; научно-исследовательских институтах ВНИИСтройдормаш, НИИЗеммаш, ЦНИИС, УкрНИИпроект, ЦНИИГРИ; на заводах, выпускающих землеройные машины, и в других учреждениях и организациях.

Первым уравнение для расчета сил, действующих на плуг, предложил В. П. Горячкин [1]. Однако недостатки, присущие предложенному подходу, и отличия условий работы плуга от рабочих органов землеройных машин, работающих по принципу прямоугольного резания, ограничивают применение формулы В. П. Горячкина для непосредственных расчетов землеройных машин, но физическая определенность формулы помогла систематизировать представления о процессе резания грунта.

Немалый вклад в методику расчетов внесли исследования Н. Г. Домбровского [2]. Большое значение придавалось им практическому определению значений коэффициентов для определения сил сопротивления копания, причем процесс копания рассматривался как совокупность процессов резания, сопротивления перемещению призмы волочения, сопротивления заполнению ковша и сопротивления перемещению ковша по грунту, когда это имеет место. Рабочее сопротивление при перемещении ковша предложено Н. Г. Домбровским вычислять следующим образом:

$$P = kbh, \quad (1.1)$$

где k – удельное сопротивление копания данного грунта данной машиной, принимаемое не зависящим от геометрических условий процесса;

b – ширина резания;

h – высота резания (толщина стружки).

Впоследствии самим же Н. Г. Домбровским подчеркивалось, что постоянство удельного сопротивления копания для каждой машины на каждом грунте необходимо рассматривать как условный расчетный прием. В реальности, как отмечалось многими исследователями [3–6], сила сопротивления копания как сумма составляющих сил зависит от сочетаний различных факторов, среди которых геометрические параметры рабочего оборудования и параметры, характеризующие состояние грунта. Несмотря на то, что исследования Н. Г. Домбровского посвящены ковшовым рабочим органам, их необходимо анализировать с целью выделения методов, имеющих важное значение для разработки универсальной теории копания грунтов.

В середине XX в. (1948–1950) И. Я. Айзеншток [7] сопоставил три метода для определения силы резания грунта, полученные на основе теории В. В. Соколовского [8], способа Ch.-A. Coulomb [9] и формулы И. А. Зворыкина [10]. На базе проведенного анализа была предложена формула, уточняющая зависимость, предложенную Н. Г. Домбровским [2], но учитывающая сцепление грунта, угол наклона площадки сдвига грунта, угол

затупления ножа, угол внутреннего трения грунта, угол трения грунта по ножу.

Исследования, проведенные А. Н. Зелениным [11], посвящены определению влияния геометрических параметров рабочего оборудования на процесс резания грунтов. Им установлено, что на характеристики процесса резания оказывает существенное влияние состояние грунта, и предложено считать, что сопротивление резанию пропорционально работе внедрения в грунт плот-номера конструкции ДорНИИ. Впервые при определении сил сопротивления резанию применяется ударник ДорНИИ. С помощью ударника определяется категория грунта, от которой зависит удельное сопротивление его резанию. А. Н. Зелениным предложены зависимости, позволяющие определять силу сопротивления резанию, учитывающую число ударов ударника ДорНИИ при его погружении в грунт, толщину и ширину среза, угол резания, коэффициент, характеризующий влияние зубьев, коэффициент, учитывающий число заблокированных сторон среза.

Существенный вклад внес в развитие теории резания Ю. А. Ветров [3]. Свои исследования он посвятил изучению влияния на силы сопротивления резанию грунтов износа и затупления режущего инструмента, пространственности взаимодействия режущего инструмента с грунтом, стружкообразования во время резания грунтов, взаимодействия элементных ножей, из которых составлен режущий орган. Им исследованы закономерности колебаний сил сопротивления резанию грунта. Выявлены возможности использования достижений механики грунтов для описания закономерностей их резания. Во время научных исследований Ю. А. Ветровым проведено огромное количество экспериментов по определению сил сопротивления грунтов резанию. С целью определения наилучших параметров рабочего оборудования в лабораторных условиях сконструирован специальный прибор, названный «прибор Ветрова» [12]. На основе анализа этих исследований выдвинуты различные гипотезы по определению сил сопротивления резанию грунта, в том числе с учетом коэффициента энергоемкости, с помощью которого впервые в СССР сделана попытка учесть характерную «пилообразность» усилий резания при отделении стружки от массива грунта. Впервые Ю. А. Ветровым отмечается необходимость учета сил инерции регистрирующих приборов и механизмов при проведении экспериментов. В то же время выведен целый ряд формул для определения сил сопротивления перемещению призмы волочения и сил сопротивления заполнению ковша. Проведенные исследования позволили Ю. А. Ветрову считать силу сопротивления резанию пропорциональной толщине среза и вычислять ее следующим образом:

$$P = p_{ce}bh, \quad (1.2)$$

где p_{ce} – удельная сила свободного резания грунта, Па, определяемая физико-механическими свойствами разрабатываемого грунта: сцеплением, внешним и внутренним трением.

Развитие математических методов и их применение при решении практических задач, в частности в области теории моделирования и подобия, положили начало использованию этих методов при проектировании техники для земляных работ. Данные работы базировались на трудах авторов В. Н. Бусленко [13], В. А. Веникова [14], Е. С. Вентцеля [15], А. А. Гухмана [16], И. Езекиэла [17], В. А. Лисичкина [18], Э. Янча [19].

Научным трудам, посвященным моделированию рабочего оборудования землеройных машин, предшествовало множество работ, основанных на экспериментальных исследованиях. Количество проведенных опытов исчисляется десятками тысяч. Например, опыты по отбору проб грунта проводились практически на всей территории СССР. Эти опыты ориентированы на установление разных зависимостей и величин. В частности А. Н. Зеленин [11] утверждал, что между усилием резания и числом ударов плотномера ДорНИИ существует прямо пропорциональная зависимость, причем на ее величину не влияют ни гранулометрический состав, ни влажность, ни другие параметры грунта. Впервые А. Н. Зелениным проводятся опыты по выявлению сил сопротивления грунта раздавливанию [6], где выявляются силы сопротивления грунтов сжатию, величины модуля упругости и коэффициента Пуассона. С использованием данных, полученных Н. А. Цытовичем [20], и теории статики сыпучей среды В. В. Соколовского [8] проводятся работы по определению сопротивления грунтов сдвигу.

Огромное количество исследований ученых того времени, в том числе И. А. Недорезова [21], К. А. Артемьева [22], Г. Н. Гаджиева [23], В. В. Яркина [24], Л. В. Красильникова [25] и др., позволило накопить большой практический материал, хотя сами исследователи отмечали громоздкость конечных формул и то, что результаты вычислений нередко бывают далеки от конечных истин, однако этот материал и сегодня помогает отрабатывать правильную методику расчета сил сопротивления резанию аналитическим путем. На основании данных исследований разработаны рекомендации по проектированию ковшовых и отвальных рабочих органов. Эти рекомендации используются при проектировании рабочего оборудования машин для земляных работ (МЗР) и в настоящее время.

Развитие теоретических положений, позволяющих достаточно точно определять силы сопротивления резанию и копанию с учетом состава грунта,

геометрических особенностей рабочего органа, величины призмы волочения, приводит со временем к появлению сложнейших математических зависимостей, непригодных для вычисления «ручным» способом.

Последующие исследования ученых в направлении совершенствования бульдозерного оборудования развивались по направлению определения оптимальных характеристик рабочего оборудования на основе выбора его рациональных параметров. Многие исследования посвящены отвальным и ковшовым рабочим органам. Комплексный анализ различных направлений исследований позволяет выявить наиболее перспективные пути в выбранном направлении исследований.

Исследованиями в анализируемых областях занимались В. И. Баловнев, Л. А. Хмара [26], Е. И. Берестов [27], В. Н. Бондарь [28], Т. А. Баймолдаев [29], А. М. Завьялов [30], Е. В. Сливинский [31], В. И. Малыгин [32], А. Г. Савельев, Е. В. Дзюбан [33], К. А. Артемьев [34], В. Ф. Бабков [35], В. Л. Баладинский [36], В. Г. Белокрылов [37].

Примеры формализации и идентификация структурных схем рабочего оборудования бульдозеров с использованием математических методов теории графов, а также расчетная схема и формулы для определения оптимального и предельного углов перекоса отвала бульдозера приведены А. Г. Савельевым и Е. В. Дзюбан в [38]. Рассматривая проблемы автоматизации выбора основных параметров бульдозера, необходимо отметить работы этих авторов как пионерные в направлении формализации параметров рабочего оборудования бульдозера.

Большое значение для теоретического обоснования процессов резания и копания грунтов имеют работы К. А. Артемьева, где рассматриваются проблемы использования теории предельного равновесия сыпучей среды для определения сопротивления грунтов резанию и копанию [22, 34, 39].

Важные выводы в своих работах, посвященных разработке методик определения основных параметров отвалов и тяговых расчетов, сделал И. А. Недорезов [40–42].

Е. И. Берестов [27] на основании анализа картины разрушения грунта обосновал представления о механизме стружкообразования при взаимодействии рабочих органов землеройно-транспортных машин с грунтом в режиме послойной разработки, разработал теоретические основы моделирования процесса копания грунта землеройно-транспортными машинами (ЗТМ), работающими в режиме послойной разработки.

Анализируя работы исследователей в области копания грунтов различными рабочими органами, следует отметить, что получаемые результаты дают достаточно высокую адекватность для отдельных случаев

рассматриваемых авторами исследований. На сегодняшний день общая теория, позволяющая получить на стадии проектирования результаты, адекватные реальным в широком диапазоне параметров рабочего оборудования и грунта, разработана Е. И. Берестовым в Могилевском машиностроительном институте, ныне Белорусско-Российский университет. Однако в данной теории рассматривается отвал без взаимосвязи его с машиной, что вносит некоторые ограничения в использовании полученных результатов.

Для определения основных параметров бульдозера были разработаны теоретические положения, рассматривающие бульдозер и разрабатываемую среду как комплекс механизмов и систем, параметры которых оказывают существенное влияние на характеристики машины.

1.2 История развития методов моделирования

Примерно в начале второй половины XX в. ввиду внедрения в различные области промышленности вычислительной техники ученые, работающие в различных областях, стали применять компьютерные модели для решения отраслевых задач. К первым исследователям в данной области можно отнести американского и английского ученых R. D. McKenzie [43, 44], D. Schuring [45]. Их публикации посвящены непосредственному использованию ЭВМ в прикладных задачах автомобильной и тракторной промышленности. Многими учеными численные методы, методы математической статистики и анализа применяются для решения частных задач автомобильной, тракторной промышленности, а также в области строительных и дорожных машин.

Большой научный вклад в исследования, которые основаны на использовании методов расчета на ЭВМ, внесли В. Н. Бусленко [13], В. А. Веников [14], Е. С. Вентцель [15], А. А. Гухман [16], И. Езекиэл [17], В. А. Лисичкин [18], Э. Янч [19], Н. С. Бахвалов [46], Н. В. Бутенин [47], О. К. Зенкевич [48], В. П. Корячко [49], В. Е. Краскевич [50], В. И. Крылов [51], И. П. Ксеневиц [52], В. П. Тарасик [53–57], П. К. Кузьмин [58], А. И. Лурье [59], Н. Н. Моисеев [60, 61], И. П. Норенков [62], А. А. Самарский [63], Н. В. Смирнов [64], В. А. Трудоношин [65], Р. И. Фурунжиев [66, 67], Н. М. Капустин [68], Е. М. Кудрявцев [69], А. Н. Новиков [70], К. Круль [71], Ю. В. Карпов [72].

В современной науке и технике для решения задач, посвященных выбору оптимальных параметров машин на стадии проектирования, широко применяют имитационное моделирование. Следует отметить, что в настоящее время различные издания, в том числе и электронные ресурсы, приводят

несколько определений данного термина [73, 74]. **Под имитационным моделированием понимаем метод исследования, при котором изучаемая система заменяется моделью, с достаточной точностью описывающей реальную систему, и с ней проводятся эксперименты с целью получения информации об этой системе.** Экспериментирование с моделью называют имитацией (имитация – это постижение сути явления, не прибегая к экспериментам на реальном объекте). При этом **имитационная модель – логико-математическое описание объекта, которое может быть использовано для экспериментирования на компьютере в целях проектирования, анализа и оценки функционирования объекта.**

В области строительного и дорожного машиностроения имитационное моделирование наиболее часто применяется для решения задач, связанных с проектированием металлоконструкций [71, 75]. В этом случае исследователями и конструкторами применяются программные продукты, использующие методы конечных элементов.

За последние 10–15 лет методы анализа металлоконструкций с помощью таких программных продуктов, как MSC Nastran [76], Patran [77], Ansys [78] и др., применяются широко и эффективно. Однако таким системам, как и любым другим, присущи определенные недостатки. Существенным недостатком является необходимость наличия высокой квалификации и опыта при постановке задач, определении типов применяемых элементов, условий закрепления, нагружения, способов задания других ограничений.

Еще одним недостатком является необходимость определения усилий, возникающих при нагружении металлоконструкций, с помощью дополнительных исследований, лежащих вне сферы применения МКЭ.

Как правило, в настоящее время при определении усилий, нагружающих металлоконструкцию, используются простейшие расчетные схемы и статические методы расчетов. На практике же многие машины, в том числе и строительно-дорожные, работают в динамическом режиме, причем нагрузки на рабочее оборудование меняются во времени либо в зависимости от особенностей технологического процесса и других внешних и внутренних факторов.

Особенности динамических режимов в настоящее время обычно учитываются с помощью коэффициентов динамичности. Такой подход не может удовлетворять возрастающие запросы конструкторов и исследователей. Использование коэффициента динамичности в прочностных расчетах предполагает применение допущений в виде определения характера нагружения, как симметричного или несимметричного, хотя этот характер

может меняться в пределах одного технологического цикла. В результате может быть получена конструкция с завышенной прочностью и массой, т. к. не учитывается амплитудно-частотная характеристика режима нагружения, неизвестен характер неравномерности нагружения, отсутствует информация о видах циклов нагружения. В настоящее время такую информацию можно получить при проведении опытных испытаний, однако данный путь наиболее дорогостоящий. Другим направлением является имитационное моделирование, т. е. разработка и выполнение на компьютере системы, отражающей структуру и функционирование моделируемого объекта во времени [72].

Моделированию рабочих процессов строительных и дорожных машин уделялось внимание ведущими учеными этой области А. Н. Зелениным, В. И. Баловневым, К. А. Артемьевым, Ю. А. Ветровым еще в середине XX в. Уровень развития вычислительной техники предполагал использование методов, основанных на дифференциальном исчислении. Элементная база существующих в то время ЭВМ не давала возможности создания удобного пользовательского интерфейса, оперативного изменения исходных данных модели, анализа и обработки графической информации [79]. Тем не менее и тогда, по мнению многих ученых, использование имитационных моделей позволяло с достаточно низкими затратами проводить анализ поведения объекта с целью выявления параметров, оказывающих наиболее сильное влияние на поведение системы, и выбора наиболее оптимальных из них.

Применение имитационных моделей приводит к существенному сокращению затрат на проектирование и одновременно к значительному улучшению характеристик машин. Из-за специфических свойств строительных и дорожных машин, применения в них разных исполнительных систем, систем управления, многообразия рабочего оборудования, особенностей взаимодействия с внешней средой, отношений между моделируемыми системами, имеющими, как правило, нелинейный характер, содержания стохастических компонентов во взаимодействующих элементах имитационные модели таких машин в широкой практике отсутствуют.

Для понимания поведения таких систем и закономерностей их работы требуется глубокий анализ, знание процессов и особенностей поведения систем и машины в целом, что часто относится к различным областям научных и инженерных знаний и затрудняет создание универсальных компьютерных моделей машин в целом.

На современном этапе имеется возможность визуализации поведения компонентов и процессов; возможен анализ параллельно функционирующих

взаимодействующих компонентов; имеется возможность оперативного анализа численной и графической информации.

Разработка универсальной, точной и экономичной модели машины – это сложная задача, требующая от исследователя высокой квалификации, больших затрат времени, знаний разнообразных областей исследований. Однако это практически единственный способ получить представление о поведении машины и провести ее анализ на стадии проектирования, что особенно ценно при выборе основных параметров, компоновке систем, проектировании систем управления.

Если натуральный эксперимент правильно организован, обычно исследователь получает точный ответ на поставленный вопрос, но проведение эксперимента требует точного соблюдения условий эксплуатации, чему могут препятствовать объективные условия. Во время постановки опытов необходимо использование средств измерения и регистрации полученных результатов. Часто требуется повторение опытов для исключения случайных результатов и получения адекватных значений. Кроме того, бывает нежелательна постановка некоторых опытов по разным причинам, например по требованиям безопасности. В целом, натурные эксперименты – это дорогостоящие мероприятия, а иногда их проведение невозможно, т. к. системы просто не существуют.

Например, проведение экспериментов по определению параметров копания грунтов в грунтовом канале [27] отвалом рабочего оборудования бульдозера потребовало от исследователя создания масштабной модели самого грунтового канала, рабочего оборудования бульдозера и грунта. Во время эксперимента применялись тензометрическое оборудование, специальные усилители электрических сигналов, а в качестве регистрирующего оборудования – осциллографы с возможностью записи на фотобумагу. Такая технология требовала последующей проявки и расшифровки результатов с соответствующим масштабированием и тарировкой, а также значительных затрат времени и средств. Точность применяемого оборудования не позволяла выявить все тонкости процессов. Невозможность оперативного сопоставления графических, численных результатов и поведения системы во время эксперимента приводила к «потере» важной информации, характеризующей отдельные этапы процесса.

В условиях недостаточной информации для обработки и анализа, что характерно для натурального эксперимента, часто проблема решается на основе интуиции и «здравого смысла» в соответствии с общими предположениями о поведении системы. Однако для сложных систем «очевидные» на первый взгляд решения нередко оказываются неверными. Поэтому основанные на

интуиции методы прогноза и традиционные методы «волевого» принятия решения во многих случаях оказываются неверными для сложных технических систем [72]. Моделирование и проведение компьютерного эксперимента, как правило, позволяет избежать указанных недостатков, в связи с чем этот подход завоевал большую популярность.

Компьютерная модель позволяет проигрывать ситуации, в том числе и те, которые трудно, нежелательно или невозможно получить при натурном эксперименте, а также выполнять вычислительные эксперименты многократно, варьируя различными параметрами, повторяя исходные данные, обращая внимание на детали, которые при наблюдении реального процесса могут остаться незарегистрированными. Во время проведения натурного эксперимента регистрация всех изменений системы может потребовать дополнительных свойств измерительного и регистрирующего оборудования, т. к. исследователь на основании предварительной информации не всегда может предположить, какие именно параметры являются значимыми. Неоднократно прогоняя компьютерную модель в различных масштабах времени, исследователь часто может получить значительно больше информации, наблюдая анимацию картины процессов и сопоставляя результаты анимации с численными значениями регистрируемых параметров, чем при обработке натурного эксперимента.

При проведении любого эксперимента, в том числе и компьютерного, требуется установить структуру системы и выделить факторы варьирования, изменением значений которых необходимо анализировать поведение модели и ее различных характеристик. Например, для моделирования рабочего оборудования можно использовать подходы [80], когда структура модели соответствует структуре исследуемой системы. Особенностью данного подхода является то, что структуры представления данных и системы алгебраических и дифференциальных уравнений, реализованные в едином программном коде, обеспечивают приемлемое соответствие электронной и физической моделей исследуемых систем. Такой подход предлагался различными исследователями, например В. П. Тарасиком [57], Е. В. Кузнецовым [81], Ю. В. Карповым [72]. Этими авторами предлагалось использовать имитационные модели по структурам данных и методам решений, соответствующие физическим моделям и процессам.

Эксперименты, проводимые с имитационными моделями, могут иметь разные цели и делятся на типы. Суть одного из типов компьютерных экспериментов состоит в том, что, проводя вычислительный эксперимент с различными значениями варьируемых факторов, исследователь выясняет, к каким последствиям приведут те или иные изменения факторов или

структуры модели. Например, осуществляя анализ работы машины с различными типами трансмиссий, в одной модели возможно с помощью простых переключателей исследовать работу коробки передач с ручным управлением и гидромеханической трансмиссией с автоматическим управлением при условии наличия соответствующих функциональных элементов в виртуальной модели. Компьютерный эксперимент данного типа обеспечивает решение прямой задачи имитационного моделирования, т. е. проведение вычислений при различных значениях параметров и наблюдение за ее поведением, т. е. проведение эксперимента типа «что – если». В данном случае важным является обеспечение удобного интерфейса и регистрации соответствующих выходных показателей.

Другой тип компьютерного эксперимента представляет собой процедуру оценки влияния значений варьируемых факторов на значения выходных показателей. Анализ реакции модели помогает оценить, насколько чувствительными являются получаемые на основе модели результаты по сравнению со значениями изменяемых параметров. Результаты такого эксперимента позволяют оценить величины возможных отклонений варьируемых факторов и их влияние на конечные результаты с целью минимального отклонения от желаемых значений результирующих показателей, что способствует более широкому использованию технологических возможностей производства.

Имитационное моделирование необходимо использовать для выявления области наиболее приемлемых решений. Решением в данном случае называют выбор одного варианта из множества рассматриваемых. Решение является рациональным, когда максимизируется ожидаемая выгода или «полезность» системы. Такое решение необходимо выбирать в соответствии с некоторым критерием, который принимается на основании одного или нескольких показателей эффективности.

Не умаляя сути и важности натурального эксперимента, всего многообразия результатов, которые он дает, можно с уверенностью сказать, что все большее значение в производстве и эксплуатации машин отводится исследованиям с помощью имитационных моделей. Темпы развития вычислительной техники дают исследователям все больше возможностей для проведения имитационных экспериментов. Современные программные продукты обеспечивают ученых и инженеров богатейшими возможностями для анализа результатов и проведения оптимизационных работ.

С момента появления компьютеров фактически появляется и имитационное моделирование, в том числе и в области строительного и дорожного машиностроения. В области проектирования металлоконструкций компью-

терные модели нашли широчайшее применение, т. к. в этом направлении применяются программные продукты, успешно сочетающие в себе совершенство математических методов, удобный интерфейс программного обеспечения, удачно найденное соответствие между физическими элементами и визуализацией имитационной модели.

Широкому распространению имитационного моделирования, особенно в области исследования характера технологических процессов МЗР, препятствует высокая сложность исследуемых объектов и систем, их разнообразное сочетание, что требует от разработчиков знаний в различных научных областях, а от пользователей – знаний физических процессов, происходящих с изделием при его моделировании, а также понимания принятых допущений и ограничений и умения работать с моделью и интерпретировать результаты. Создание моделей требует от разработчиков знаний в областях программирования и математики.

Например, модели двигателя внутреннего сгорания (ДВС) основаны на применении регрессионных зависимостей, трансмиссии и движителя – на использовании физических методов и дифференциальных уравнений, рабочего оборудования – на использовании различных теорий разрушения грунтов. Применение этих моделей и их совокупностей в различном сочетании позволяет исследовать процессы, происходящие при работе гусеничных бульдозеров, и проводить компьютерные эксперименты различных типов.

Использование разработанных в последние годы мощных методов представления информации с помощью иерархии абстракций, идей интеллектуализации интерфейса пользователя, методов задания систем, как иерархии параллельно взаимодействующих процессов, представления информации с помощью анимации и графики позволит разработчикам динамических систем, в том числе и в области строительного и дорожного машиностроения, принимать наиболее обоснованные решения, свести к минимуму конструкторские ошибки, обусловленные влиянием интуиции, максимально сократить области неопределенности, вызванные случайными факторами.

В целом, разработка и использование моделей позволят значительно удешевить производство, добиться минимизации по критерию удельных приведенных затрат при эксплуатации техники.

Использование математического моделирования характерно практически для всех отраслей научных исследований, например технологии машиностроения [82, 83], автомобилестроения [54, 81, 84–86].

Резюме

Анализ рассмотренных научных и исторических аспектов развития теорий проектирования гусеничных машин для земляных работ позволяет заключить, что проблемы проектирования бульдозеров в настоящее время являются актуальными, несмотря на большое количество исследований в данной области.

Практически все наиболее распространенные методы расчета базируются на использовании статических расчетных схем, не рассматривают особенности работы машин для земляных работ в динамике, учитывают динамические характеристики машины с помощью коэффициентов динамичности, что не позволяет в должной мере проанализировать особенности рабочих процессов разработки грунтов.

Такие выводы обуславливают постановку вопроса о необходимости разработки новых подходов к теоретическому обоснованию процессов, происходящих во время копания и транспортировки грунта рабочим оборудованием землеройно-транспортной машины. Для создания научных основ данной теории в первую очередь нужно разработать принципы, методы и методики моделирования рабочих процессов механизмов и систем на базе использования технологий функционального проектирования, разработки динамических и математических моделей, позволяющих получить динамические характеристики, сопровождающие процессы копания грунтов рабочим оборудованием бульдозеров. Решение этих задач даст возможность теоретическим путем установить значения силовых, скоростных и геометрических характеристик разработки грунтов землеройно-транспортными машинами, что позволит более точно определять значения силовых факторов, действующих на рабочее оборудование.

2 Динамическая модель гусеничного бульдозера

Использование математических моделей машин, в том числе и бульдозеров, невозможно без применения ЭВМ. Программное обеспечение различных производителей предоставляет целый ряд возможностей для проведения статических и динамических расчетов с целью получения характеристик систем и механизмов машин на стадии проектирования.

Наиболее широкое распространение в этой области нашли программные продукты, основанные на использовании метода конечных элементов (МКЭ). В настоящее время данный метод активно применяется в ряде областей науки и техники. Однако, наряду с широкими возможностями, МКЭ имеет ряд недостатков, из-за которых его использование при решении задач, где присутствует большое количество подвижных элементов, невозможно либо требует затрат такого количества ресурсов и времени, что его применение крайне неэффективно. К таким задачам относятся задачи проектирования систем управления, систем с большим количеством подвижных элементов, систем, состояние которых существенно изменяется во времени, в том числе и гусеничных машин, которые рассматриваются как комплекс взаимодействующих систем и механизмов.

В ряде случаев конструкторы и ученые успешно применяют программные комплексы, основанные на современных математических методах моделирования, такие как MathWorks, MATLAB and Simulink for Technical Computing, AnyLogic, Arena, Business Studio, PTV Vision VISSIM, eM-Plant, Powersim, GPSS. Данные системы также имеют ряд недостатков, к которым можно отнести необходимость разработки уникальных математических моделей в каждом конкретном случае, высокую квалификацию работников, невозможность визуализации поведения проектируемой системы, большое время, требуемое для расчета из-за работы таких систем в режиме «интерпретатора».

Для определения динамических характеристик бульдозеров необходимо разработать комплект программных продуктов, с помощью которых возможна имитация основных процессов, происходящих во время выполнения технологических операций. Имитация рабочих процессов может обеспечиваться различными методами, наиболее перспективным из которых является математическое моделирование с последующим представлением математических моделей на ЭВМ. Для решения таких задач необходима интегральная модель машины, составленная на основе ряда логико-математических моделей, которая отражает основные свойства и позволяет

получить основные характеристики машины для оптимизации ее основных параметров.

Опираясь на [52, 79], примем за основу положение о том, что при моделировании машин необходимо использовать системный подход, и представим бульдозер как комплекс систем «двигатель – трансмиссия – движитель – рабочее оборудование – внешняя среда – оператор». В данном представлении все названные системы оказывают существенное влияние на выходные характеристики машины.

Представление модели с помощью ЭВМ должно быть понятным для пользователя, удобным при проведении расчетов и анализов. Многими авторами доказано, что наиболее эффективным в данном случае является метод функциональных элементов [57].

В качестве элементов имитационной модели примем классы как основу объектно-ориентированных информационных структур, что позволит наиболее полно использовать современные методы программирования, основанные на формализации, инкапсуляции, наследовании и полиморфизме. Применяя данные методы, представим структуру бульдозера как набор моделей, соответствующих комплексу вышеприведенных систем.

2.1 Общая динамическая модель бульдозера

Динамическая модель гусеничного бульдозера представляет собой графическое изображение основных элементов машины, оказывающих наиболее существенное влияние на показатели качества (рисунок 2.1). В общей динамической модели представлены в виде объектов, обладающих моментами инерции: двигатель, сцепление, трансмиссия, колеса. Подвижными элементами являются вращающиеся массы перечисленных объектов: ведущее, направляющее, опорные и поддерживающие колеса, траки, отвал, приводимый в движение гидроцилиндром, призма волочения в виде ее отдельных элементов, бульдозер в целом.

Обозначения, принятые в динамической модели, будут расшифрованы далее. На основании представленной модели разработана структура машины в целом и систем или механизмов бульдозера.

2.2 Структура имитационной модели гусеничной машины

Использование метода функциональных элементов (МФЭ) предполагает разработку исходных данных и методов, обеспечивающих обмен данными между элементами. Учитывая, что каждый элемент связан как минимум с одним соседним элементом и каждый из элементов оказывает влияние на соседний, необходимо организовать обмен данными между этими элементами. Учитывая, что планируется выполнять динамические расчеты, обмен данными необходимо организовать в виде потока. Количество потоков, с одной стороны, должно быть минимальным, для минимизации времени расчета – выполнения требований экономичности модели, а с другой стороны, наиболее полным для обеспечения качества получаемых результатов.

Функциональные элементы (ФЭ) модели могут иметь «статичные» либо «динамичные» связи, что обуславливает гомогенность либо гетерогенность потоков обмена данными. В соответствии с этим в некоторых случаях необходима разработка специальных алгоритмов, методов классификации и идентификации взаимного расположения элементов в модели.

Анализируя структуру гусеничной машины, предположим, что каждый из элементов машины требуется представить в виде соответствующей ему математической модели, которая входит в общую модель машины в виде набора данных и расчетных зависимостей для определения выходных параметров. Таким образом, каждую математическую модель можно условно назвать «электронный элемент». Все электронные элементы представляют собой классы, которые содержат в себе наборы данных (полей) и математических моделей (методов), реализующих заданные алгоритмы решений. Классы одного уровня могут входить в классы более высокого уровня, что позволяет создавать сложные иерархические модели, предназначенные для решения поставленных задач.

Применение такой технологии позволит пользователю создать библиотеку отдельных элементов, представляющую собой записи в файлах, созданные на основании структуры классов. В дальнейшем, при проведении расчетов, возможно быстрое изменение параметров элементов, входящих в исследуемый элемент, с целью сокращения времени на задание исходных данных, обеспечения возможности разделения работ по моделированию отдельных элементов между специалистами, определения взаимного влияния изменяемых параметров элемента на соседние элементы и на характеристики машины в целом. Предлагаемая структура гусеничной машины изображена на рисунке 2.2.

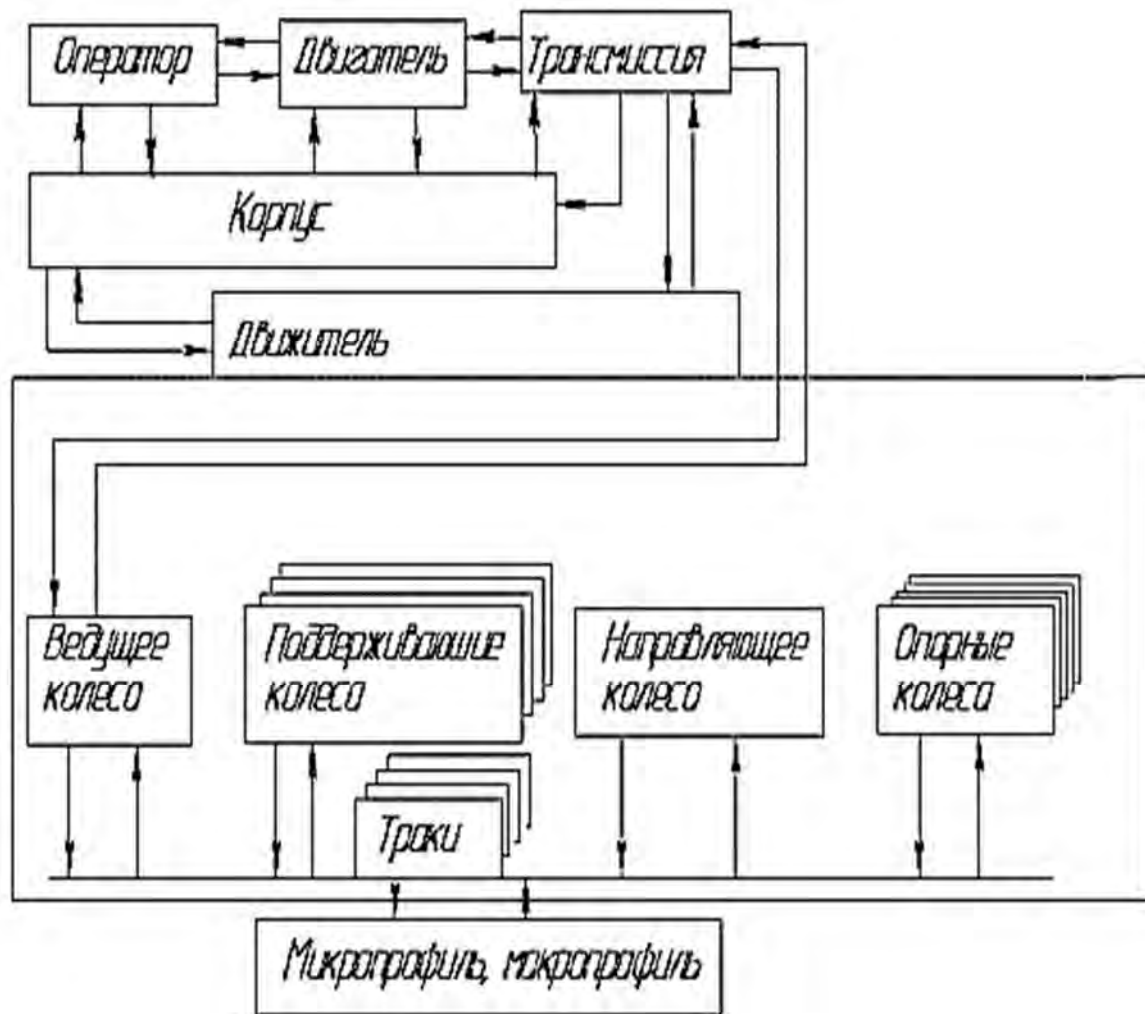


Рисунок 2.2 – Структура гусеничной машины

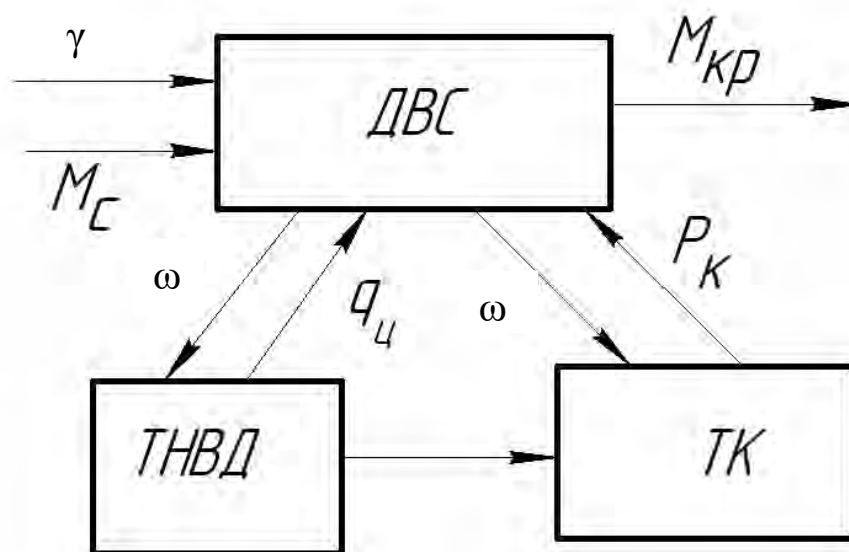
Гусеничная машина представляет собой сложную динамическую систему с прямыми и обратными связями. Каждый из названных элементов является функциональным элементом в терминологии динамического и математического моделирования и классом в терминологии систем программирования. Некоторые из элементов сложные, т. е. состоят из других, более простых элементов, которые в свою очередь также являются ФЭ. Для двигателя – это топливный насос высокого давления, турбокомпрессор либо впускной коллектор и непосредственно двигатель. Для трансмиссии – это гидротрансформатор, либо гидромуфта, либо сцепление; коробка передач; главная передача.

Двигатель состоит из ведущего и направляющего колес, подвесок опорных колес, подвесок поддерживающих колес, траков. Подвески поддерживающих и опорных колес состоят из механизмов подвески и непосредственно колес. Внешнюю среду представляет микропрофиль и макропрофиль дороги.

Наиболее сложная структура – это гусеничный движитель (ГД), который оказывает комплексное воздействие на корпус машины и трансмиссию. Сам по себе движитель невозможно определить как гомогенную систему, т. к. траки в различные моменты времени контактируют с разными колесами и находятся на разных ветвях движителя, следовательно, модель ГД является моделью переменной структуры.

2.3 Структура имитационной модели двигателя и трансмиссии

Создание модели поведения оператора – задача очень сложная, т. к. его поведение зависит от множества факторов, например состояния микропрофиля и макропрофиля дороги, вида производимых работ, операций с рабочим оборудованием, состояния самого оператора, его квалификации и других субъективных и объективных факторов. В связи с этим установим, что программное обеспечение, разработанное на основании имитационных моделей, должно предоставлять возможность варьирования моделями поведения оператора.



γ – положение педали акселератора; ω – угловая скорость коленчатого вала; $q_{ц}$ – цикловая подача топлива; P_K – давление наддува турбокомпрессора; $M_{кр}$ – вращающий момент на коленчатом валу ДВС

Рисунок 2.3 – Структурная модель двигателя

Структурная модель двигателя может состоять из нескольких элементов в зависимости от типа двигателя. Так или иначе, выходными параметрами

являются вращающий момент на коленчатом валу и угловая скорость коленчатого вала двигателя. В случае, когда применяется дизельный двигатель с турбонаддувом, предлагается определять зависимость момента двигателя как функцию цикловой подачи топлива и давления наддува турбокомпрессора.

Входными параметрами в данной системе являются положение педали акселератора и момент сопротивления на коленчатом валу двигателя.

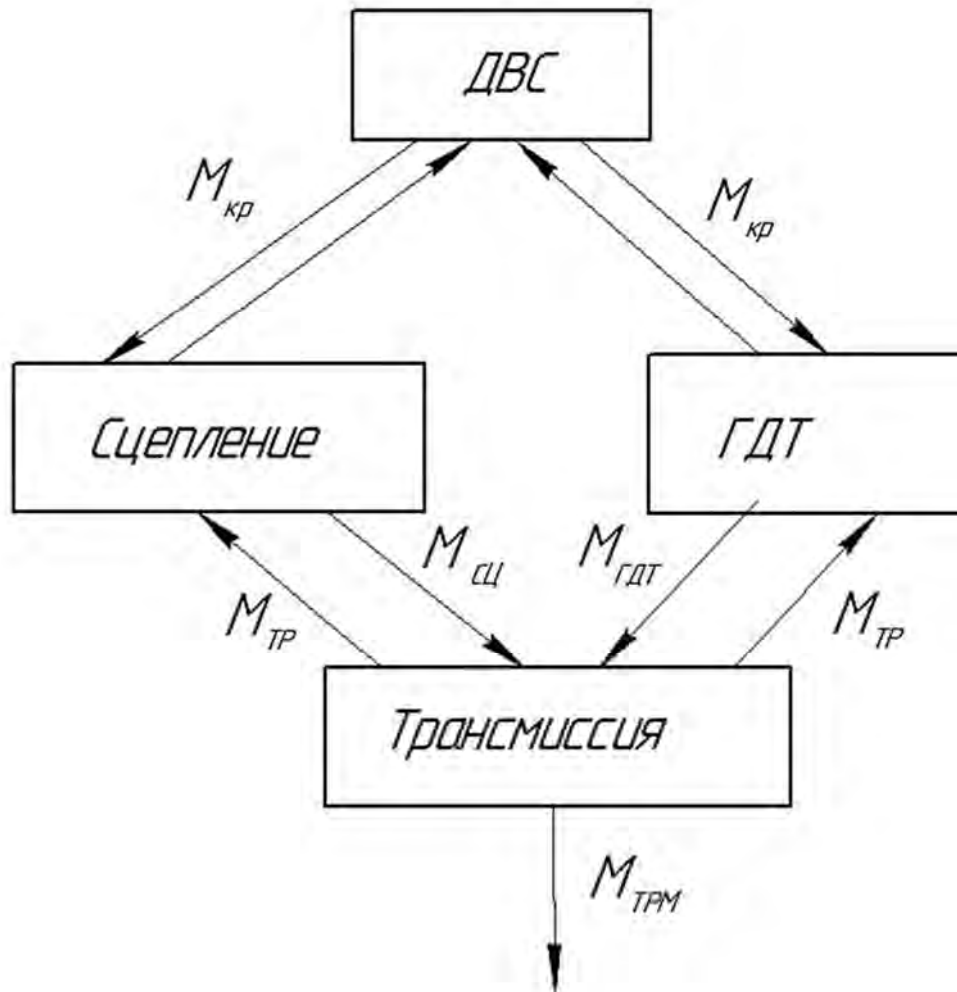
Следующий структурный элемент – трансмиссия. В элементы трансмиссии могут входить гидротрансформатор, сцепление, коробка передач, главная передача. При моделировании трансмиссии будем считать, что моменты инерции, величины удельной жесткости и коэффициенты диссипативных сил приведены к входному и выходному валам трансмиссии. Входным воздействием является вращающий момент на входном валу гидротрансформатора (ГДТ) (сцепления), а выходным – момент, развиваемый на выходном валу. Для коробки передач и главной передачи входными воздействиями являются вращающий момент на первичном валу коробки передач, момент сопротивления на валу ведущего колеса, номер включенной передачи. Определение выходного вращающего момента производится с использованием передаточного числа трансмиссии. Структура ДВС и трансмиссии представлена на рисунке 2.4.

Нагрузки, возникающие в трансмиссии, передаются на корпус машины. Считая корпус недеформируемым, влияние воздействующих на него нагрузок в предлагаемой модели не учитываем.

Наиболее сложной системой в данной модели является движитель. Создать однозначную модель его невозможно, т. к. в каждый момент времени с каждым элементом движителя взаимодействуют разные элементы. Это относится к тракам и колесам.

Линейные и угловые перемещения корпуса машины являются функцией воздействия силы тяжести и перемещения опорных колес машины. Входным воздействием на опорное колесо является перемещение трака, находящегося под этим колесом, и перемещение корпуса машины.

Трак – наиболее простой элемент с точки зрения представления, однако, это самый сложный элемент с точки зрения описания входных воздействий. В качестве однотипных входных воздействий можно определить воздействия от перемещения соседних траков по осям абсцисс, ординат и их поворот в плоскости XOY декартовой системы координат при рассмотрении плоской модели машины. В качестве переменных по типу воздействий, изменяющихся во времени, примем перемещения опорных, поддерживающих, ведущего и направляющего колес, изменение микро- и макропрофиля дороги.



$M_{сц}$ – выходной момент сцепления; $M_{гдт}$ – выходной момент на валу гидротрансформатора; $M_{тр}$ – момент сопротивления на входном валу коробки передач; $M_{трм}$ – выходной момент на валу главной передачи

Рисунок 2.4 – Структурная модель ДВС и трансмиссии

Для ведущего колеса необходимо задание дополнительных ограничений, т. к. оно создает момент, обеспечивающий возникновение силы тяги. Подробно вопросы, посвященные анализу работы ГД, рассмотрены в разделе 4.

2.4 Структура рабочего оборудования

Рабочее оборудование бульдозера состоит из толкающих брусьев, гидроцилиндров подъема-опускания отвала, отвала, разрабатываемой среды. Наиболее сложным из всех элементов, с точки зрения моделирования, является отвал. Параметры отвала бульдозера определены в [111], их использование дает хорошие результаты при расчетах. Поэтому будем учитывать рекомендованные параметры отвала: угол резания, длину

прямолинейной части, высоту отвала без учета козырька, угол установки отвала, радиус кривизны отвала, центр кривизны отвала, высоту козырька отвала, угол опрокидывания козырька отвала.

Для гидроцилиндра подъема-опускания отвала в соответствии с его конструкцией определим основные параметры: диаметр поршневой полости, диаметр штоковой полости, минимальную длину гидроцилиндра, максимальную длину гидроцилиндра.

Толкающие балки являются несущей конструкцией, на которой закреплены отвал и гидроцилиндр, а сами балки закреплены на раме трактора. Координаты расположения балок на тракторе определяются конструктивно.

Используя разработанную структуру данных, конструктор может формировать наборы элементов отвалов, гидроцилиндров и рам, чтобы впоследствии оперативно из возможных комбинаций создавать наборы рабочего оборудования для проведения расчетов.

При определении сил сопротивления копанию величина заглубления отвала в грунт будет определяться ходом гидроцилиндра, что в свою очередь задает угол наклона рамы. Вместе с углом наклона рамы изменяются угол опрокидывания отвала, угол резания, координаты центра криволинейной части и другие параметры. Предлагаемый метод позволяет пользователю осуществлять управление величиной заглубления или выглубления отвала путем изменения длины гидроцилиндра, т. е. имитацией движения. В этом случае автоматически контролируется ход штока гидроцилиндра с целью определения кинематических характеристик рабочего оборудования.

При использовании предлагаемой методики обеспечивается возможность расчета характеристик копания в зависимости от параметров рабочего оборудования и состояния грунта, которое меняется от состояния естественного залегания, проходя состояние уплотнения в процессе копания, в конечной стадии переходя в состояние разрыхления при нахождении в призме волочения.

2.5 Особенности состояний грунта

Наиболее сложным элементом в предлагаемой структуре является грунт, т. к. он характеризуется более чем 30 свойствами – физическими, физико-механическими, физико-химическими, содержанием включений, породами [27, 87]. Грунт располагается не только в естественном залегании, но и при копании в призме волочения, в связи с чем изменяются его параметры, влияющие на силы сопротивления копанию. Наиболее обоснованы параметры

грунта, используемые при автоматизированных расчетах характеристик взаимодействия грунта и рабочего оборудования в [27, 80]. Основываясь на этих работах, выделим следующие параметры грунтов: угол внутреннего трения грунта, угол трения грунта по металлу, угол наклона призмы волочения к горизонту, удельное сцепление грунта ненарушенной структуры, удельное сцепление грунта нарушенной структуры (в призме волочения), плотность грунта на рабочем органе и в призме волочения.

Наиболее полно параметры грунта для расчета сил сопротивления копанию используются в работах Е. И. Берестова. На основании этих исследований разработана и применяется система автоматизированного расчета параметров копания отвальными рабочими органами. Недостатками данных работ являются невозможность определения характеристик сил сопротивления копанию во времени, невозможность анализировать процесс копания как многостадийный, невозможность проведения анализа процессов на различных стадиях копания, т. к. рассматривается процесс при полной призме волочения.

Рассматривая процесс копания как многостадийный, где последовательно сменяются этапы уплотнения, смятия и сдвига грунта на ноже рабочего органа, в случаях наличия или отсутствия давления со стороны призмы волочения посредством предлагаемой методики обеспечивается определение сил сопротивления копанию в моменты большого либо малого сдвигов при любой высоте призмы волочения. Поясним данный процесс с помощью рисунка 2.5 (призма волочения условно не показана).

С помощью методик, разработанных Е. И. Берестовым, возможно определение сил сопротивления копанию в моменты сдвига. Для построения непрерывной характеристики сил сопротивления копанию во времени необходимо учитывать характер изменения этих сил в процессе продвижения ножа в массиве грунта без его разрушения.

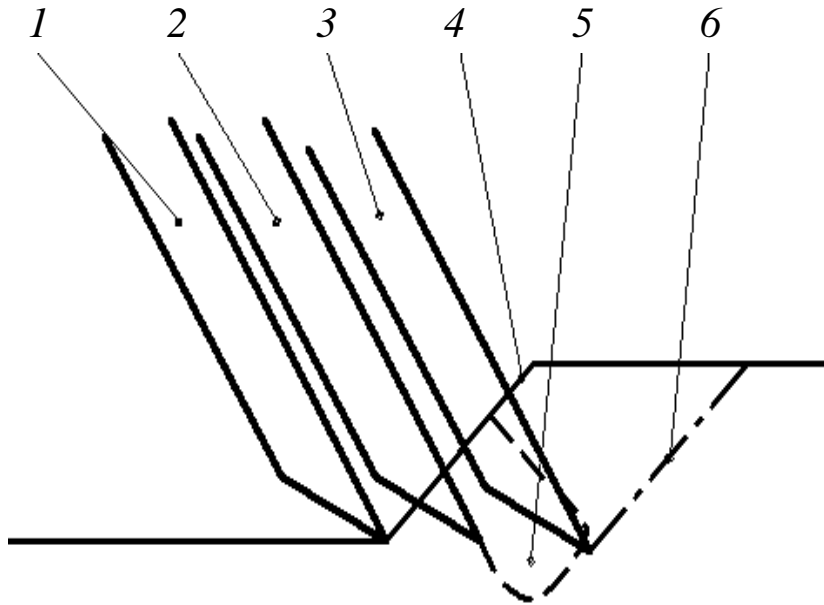
Разными авторами при расчетах сил сопротивления копанию наиболее часто применяется удельное сопротивление.

С другой стороны, для определения сил сопротивления сжатию плотного вещества в технике применяется теория упругости, в которой используют удельную жесткость материала с единицами измерения ньютон на метр.

Многими исследователями указывалось, что «расчет сил сопротивления сжатию производится на основе предположения об однородном напряженном состоянии грунта» [2, 4, 11, 26, 40].

Принимая во внимание работы Е. М. Сергеева и Н. А. Цытовича, которые подробно исследовали параметры изменения свойств различных грунтов при их сжатии и выявили ряд зависимостей для определения

сопротивления сжатию грунтов, можно сделать вывод о возможности использования на стадии сжатия грунта «постоянной упругости основания» с единицами измерения ньютон на кубический метр. В этом случае удастся построить линию, состоящую из множества отрезков, соединяющую точки, характерные для минимальных и максимальных сил сопротивления резанию на графике, отражающем изменение величины сил сопротивления резанию во времени.



1 – нож в положении после предыдущего большого сдвига 4; 2 – нож внедрился в массив грунта и произвел смятие в зоне поз. 5; 3 – нож, продвигаясь вперед, сжал грунт, превышен предел прочности; 6 – сдвиг грунта по площадке сдвига

Рисунок 2.5 – Стадии процесса резания грунта

Использование постоянной упругости для динамических расчетов фундаментов, предложенной Н. А. Цытовичем; экспериментальных исследований [80], отмечающих, что при разработке грунта на начальных стадиях резания в зоне внедрения ножа в материал возникает упругопластическая деформация, сопровождающаяся появлением сил сопротивления перемещению ножа, нарастающих до возникновения сдвига грунта; рекомендаций И. П. Бородачева [89], предлагающего для расчета сил сопротивления перемещению отвала учитывать грунт как препятствие, обладающее свойствами жесткости, позволяет применять в вычислениях удельную жесткость грунта с единицами измерения ньютон на кубический метр.

Приведенные параметры грунта позволят, с одной стороны, сократить количество данных, учитывающих многообразие его свойств и состава, а с другой стороны, наиболее полно использовать современное состояние науки в этой области для определения сил, возникающих при разработке грунта. Такой подход даст возможность на стадии проектирования учесть нагрузки, возникающие на рабочем оборудовании машины с целью определения его наиболее рациональных параметров.

2.6 Структура и взаимосвязи в интегральной модели бульдозера

Ранее были представлены модели основных систем и механизмов бульдозера. Каждая из этих моделей может быть использована для выбора оптимальных сочетаний параметров в соответствии с заданными критериями, допущениями, предположениями и ограничениями.

Новые конструктивные решения, появление новых материалов, повышение точности оборудования, современные технологические процессы и цепочки требуют новых подходов, постановки новых задач, современных методов решений. Такие подходы позволяют производить все более совершенную технику, с одной стороны, а с другой стороны, производство новых машин весьма высокочрезмерно. Складывающаяся ситуация требует от конструкторов более взвешенных подходов и учета все большего количества параметров при проектировании техники. В этом случае преимущественное положение получает тот производитель, который на основании системного анализа сможет обеспечить рост производительности, повышение экономичности, а снижение себестоимости продукции выведет такого производителя на лидирующие позиции.

Анализируя процесс копания бульдозером с помощью имитационных моделей, представляющих машину как совокупность взаимодействующих систем и механизмов, представим уравнения для определения результирующей силы тяги. Для этого выведем уравнения связи между параметрами трансмиссии и ГД.

Зная величину $\varphi_{ГД}$, задающую угловое перемещение валов трансмиссии, вращающий момент на валу ведущего колеса гусеничной машины будет определяться как

$$M_{BK} = C_{BK}(\varphi_{ГД} - \varphi_{BK}) - r_{BK} \left(\frac{d\varphi_{ГД}}{dt} - \frac{d\varphi_{BK}}{dt} \right), \quad (2.1)$$

где C_{BK} – удельная жесткость вала ведущего колеса;

r_{BK} – коэффициент диссипативных сил вала ведущего колеса.

Тогда ускорение ведущего колеса

$$\frac{d\omega_{BK}}{dt} = \frac{M_{BK} - F_{TPK}^i R_{BK}}{J_{BK}}, \quad (2.2)$$

где R_{BK} – радиус ведущего колеса;

F_{TPK}^i – усилие, создаваемое траками, входящими в зацепление с ведущим колесом по направлению движения машины,

$$F_{TPK}^i = \sqrt{(F_{TPK}^X)^2 + (F_{TPK}^Y)^2}. \quad (2.3)$$

Направление действия данной силы определяется с учетом угла Φ_{TPK}^i , методика вычисления которого будет изложена в разделе 4.

Во время копания грунта на раму машины действуют силы, передаваемые через крепление брусьев рабочего оборудования на раме. Будем учитывать, что усилия в горизонтальном и вертикальном направлениях передаются через толкающие брусья и гидроцилиндры подъема-опускания рабочего оборудования. В соответствии с рисунком 2.6 размеры X_{PO} и Y_{PO} однозначно определяют место крепления рабочего оборудования на раме бульдозера.

Принимая в расчет сведения, изложенные в разделе 5, и возможность получения расчетным путем сил сопротивления копанию, можно провести анализ нагрузок, действующих на ГД.

Включая в уравнение сопротивления перемещению машины горизонтальную составляющую от сил сопротивления копанию, получим уравнения для определения ускорений машины в заданной системе координат

$$\frac{d v_x}{dt} = \frac{\sum F_m - \sum F_{comp} - F_{омв}^X}{m}, \quad (2.4)$$

где $F_{омв}^X$ – горизонтальная составляющая усилия на отвале бульдозера;

$$\frac{d v_y}{dt} = \frac{\sum F_{np} - m \cdot g / 2 + F_{омв}^Y}{m}, \quad (2.5)$$

где $F_{омв}^Y$ – вертикальная составляющая усилия на отвале бульдозера;

$$\frac{d\omega}{dt} = \sum \frac{F_{np} (L_i - L_1 - L_{cm}) + F_{омв} \cos(\varphi_{гц}) l_{гц}}{J}, \quad (2.6)$$

где $\varphi_{гц}$ – угол установки гидроцилиндра с учетом текущего значения угла наклона рамы рабочего оборудования, град;

$l_{гц}$ – плечо, определяющее значение момента от величины усилия на гидроцилиндре, м.

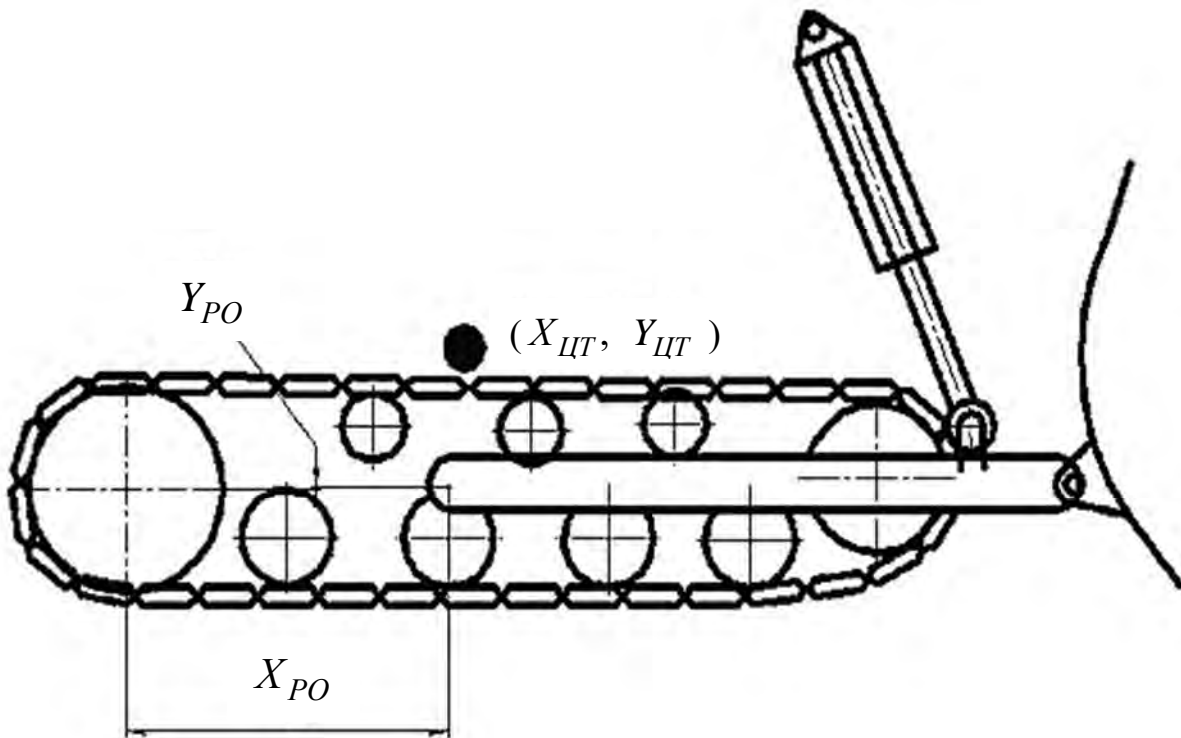


Рисунок 2.6 – Вид модели бульдозера

Назовем выходные показатели, анализ которых возможен при проведении расчетов (таблица 2.1).

Представленные в таблице 2.1 показатели определяются с помощью программного обеспечения, разработанного на основании алгоритмов, позволяющих смоделировать работу каждой системы в отдельности и организовать взаимодействие этой системы с моделями систем в соответствии со структурой их взаимодействия на реальной машине.

Таблица 2.1 – Показатели, анализ которых возможен при проведении расчетов

Показатель	Система, в которой показатель используется в качестве	
	выходного параметра	входного параметра
Момент на коленчатом валу	ДВС	ГДТ, сцепление
Угловое ускорение, скорость и угол поворота коленчатого вала	ДВС	ГДТ, сцепление
Момент на насосном валу	ГДТ	ДВС, ГДТ
Угловое ускорение, скорость и угол поворота насосного вала	ГДТ	ДВС, ГДТ
Момент на первичном валу	Сцепление	ДВС, сцепление
Угловое ускорение, скорость и угол поворота первичного вала	Сцепление	ДВС, сцепление
Момент на турбинном валу	ГДТ	Трансмиссия
Угловое ускорение, скорость и угол поворота турбинного вала	ГДТ	Трансмиссия
Момент на первичном валу КП	Трансмиссия	ГДТ, сцепление
Угловое ускорение, скорость, угол поворота первичного вала КП	Трансмиссия	ГДТ, сцепление
Момент на ведущем колесе гусеничного движителя	Трансмиссия	Гусеничный движитель
Угловое ускорение, скорость, угол поворота ведущего колеса гусеничного движителя	Трансмиссия	Гусеничный движитель
Угловые и линейные ускорения, скорости и перемещения трака	Рассматриваемый трак	Соседние траки, колеса движителя
Линейные ускорения, скорости и перемещения опорных и поддерживающих колес подвесок	Колеса подвесок	Рама машины
Параметры грунта	Грунт	Рабочее оборудование
Угловые и линейные ускорения, скорости и перемещения рамы машины	Гусеничный движитель	Рабочее оборудование
Усилия на рабочем оборудовании	Рабочее оборудование	Рама машины

В соответствии с принятым подходом разбиения машины на системы и механизмы, оказывающие наиболее существенное влияние на работу машины, разработаны алгоритмы, позволяющие определять характеристики

взаимодействующих элементов механизмов и систем гусеничного бульдозера во время копания грунта.

На рисунке 2.7 представлена схема обмена данными, используемая в программном приложении, предназначенном для определения характеристик бульдозера во время работы.

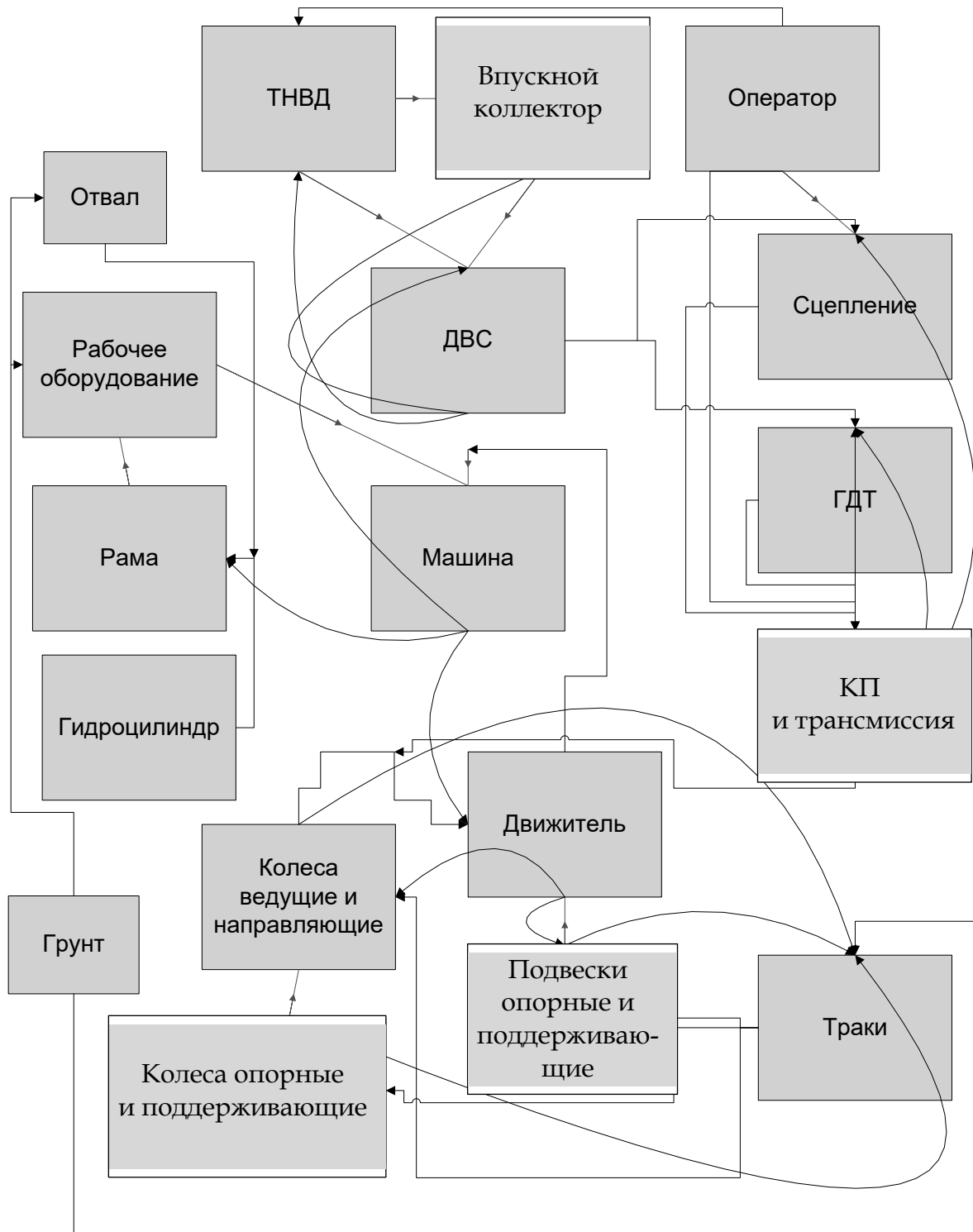


Рисунок 2.7 – Схема обмена данными между модулями

Резюме

В разделе проанализированы методы моделирования статических и динамических систем, отмечены их особенности и недостатки, препятствующие использованию при решении поставленных в работе задач.

Обоснована необходимость создания имитационной модели бульдозера как набора взаимодействующих систем, представленных в виде логико-математических моделей, разработанных с применением метода функциональных элементов.

Разработана структура гусеничной машины, где каждая из ее систем представлена в виде отдельного элемента, обладающего различной степенью сложности, имеющего параметры, максимально отражающие физические свойства моделируемых систем и механизмов. Отмечено, что каждая система должна описываться математической моделью, разработанной с использованием МФЭ.

Представленная формализованная объединенная динамическая модель позволяет использовать технологию классов объектно-ориентированного языка программирования.

Объединение всех классов, которые являются имитациями механизмов и систем, в единую систему позволяет создать единую информационную среду. Это дает возможность оперативно изменять вводимую информацию, содержащую параметры исследуемых объектов, и получать результаты моделирования в мультимедийном представлении.

Таким образом, имеется возможность определения основных параметров машины, отвечающих заданным условиям, варьируя различными параметрами систем, оказывающих наиболее значительное влияние на выходные характеристики бульдозеров.

3 Модели двигателя и трансмиссии

3.1 Двигатель

Учет параметров двигателя и его выходных характеристик при проектировании машин в 70–80-е гг. XX в. и в настоящее время осуществляется на основании использования разных методик [81].

Наиболее точными являются методы моделирования процессов, происходящих во время работы двигателя, однако многообразие, сложность, многофазность этих процессов выделяют такой подход в отдельную область исследований, присущих двигателестроению.

Другие методы предполагают использование регрессионных моделей, которые основаны на применении экспериментальных данных. В соответствии с этими методами определяются зависимости крутящего момента на коленчатом валу M_D , расхода топлива G_T и давления наддува p_k от угловой скорости коленчатого вала ω_D и положения рычага управления топливного насоса высокого давления (ТНВД) γ_n .

Выходные характеристики дизельного двигателя в основном определяются подачей ТНВД, давлением наддува турбокомпрессора (ТК) или, при его отсутствии, разрежением во впускном коллекторе. Принято, что момент на коленчатом валу двигателя представляет собой функцию цикловой подачи топлива и давления наддува ТК $M_D = f(p_k, q_n)$ и определяется с помощью линейной зависимости

$$M_D = a_1^D q_n + a_2^D p_k, \quad (3.1)$$

где a_1^D , a_2^D – коэффициенты регрессии.

Зависимость подачи топлива ТНВД двигателя с механическим регулятором представляет собой поле характеристик с ярко выраженными горизонтальными и наклонными участками (рисунок 3.1).

Горизонтальный участок соответствует максимальной подаче топлива и определяет работу ДВС на внешней скоростной характеристике. В этом случае ТНВД осуществляет максимальную подачу топлива. Наклонные участки отражают работу двигателя на регуляторных характеристиках. Цикловая подача в этом случае представляет собой функцию угловой скорости коленчатого вала и положения педали акселератора $q_n = f(\omega_D, \gamma_n)$

в виде уравнения

$$q_H = b_0^H + b_1^H \omega_D (b_2^H + \gamma_H) + b_3^H \gamma_H (b_4^H + \gamma_H), \quad (3.2)$$

где $b_0^H \dots b_4^H$ – коэффициенты регрессии.

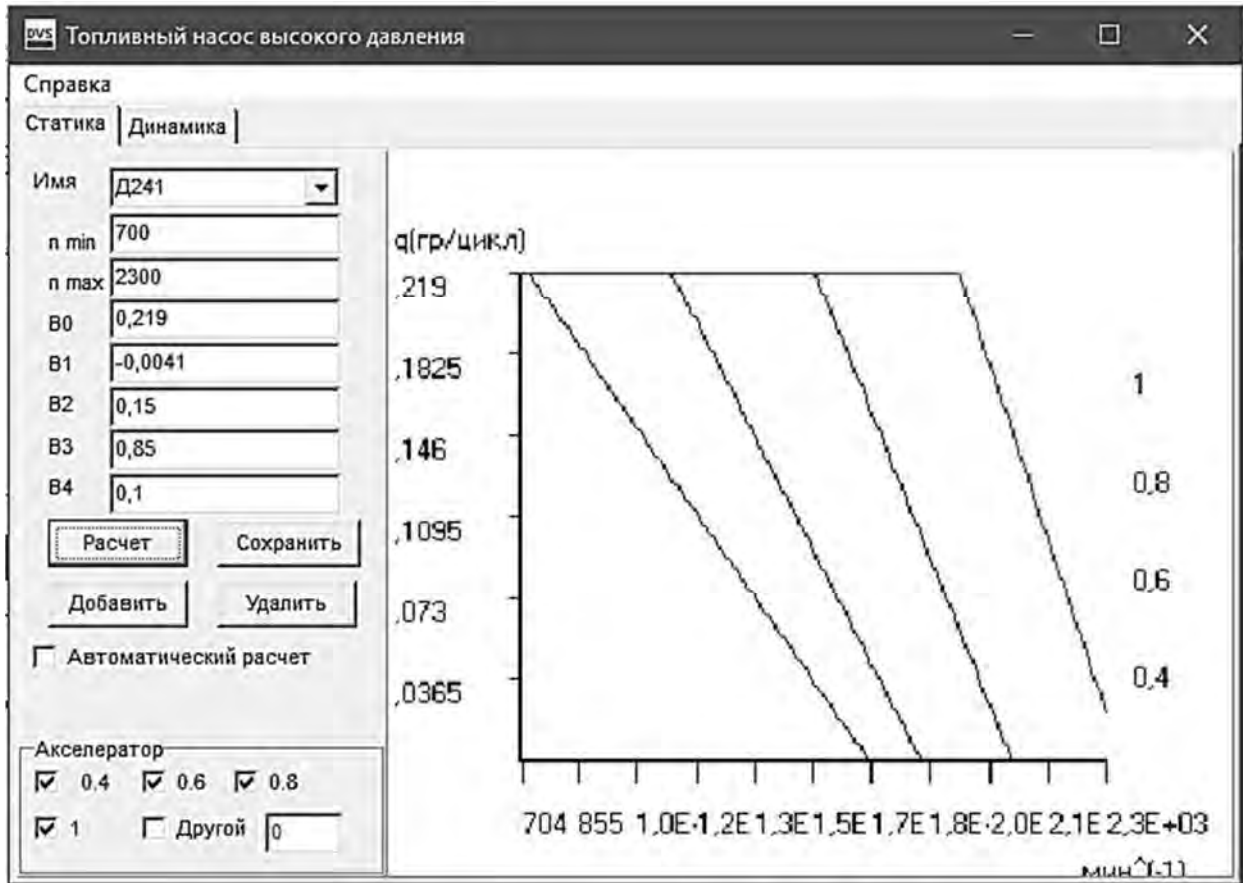


Рисунок 3.1 – Характеристики цикловой подачи топлива

Результаты вычислений с использованием уравнения (3.2) позволяют построить поле характеристик цикловой подачи для моделируемого ТНВД в диапазоне от минимальной до максимальной частоты вращения коленчатого вала. Расход топлива определяется выражением

$$G_T = \frac{q_H \omega_D}{4\pi}. \quad (3.3)$$

Значения цикловой подачи, полученные данным методом, используются для вычисления значений давления наддува ТК, которое представляет собой функцию цикловой подачи и угловой скорости коленчатого вала $p_k = f(\omega_D, q_c)$:

$$P_k = c_0^{TK} + c_1^{TK} \omega_D + c_2^{TK} q_n - c_3^{TK} \omega_D^2, \quad (3.4)$$

где $c_0^{TK} \dots c_3^{TK}$ – коэффициенты регрессии.

Характеристики давления наддува, полученные на всем диапазоне частоты вращения коленчатого вала, представлены на рисунке 3.2.

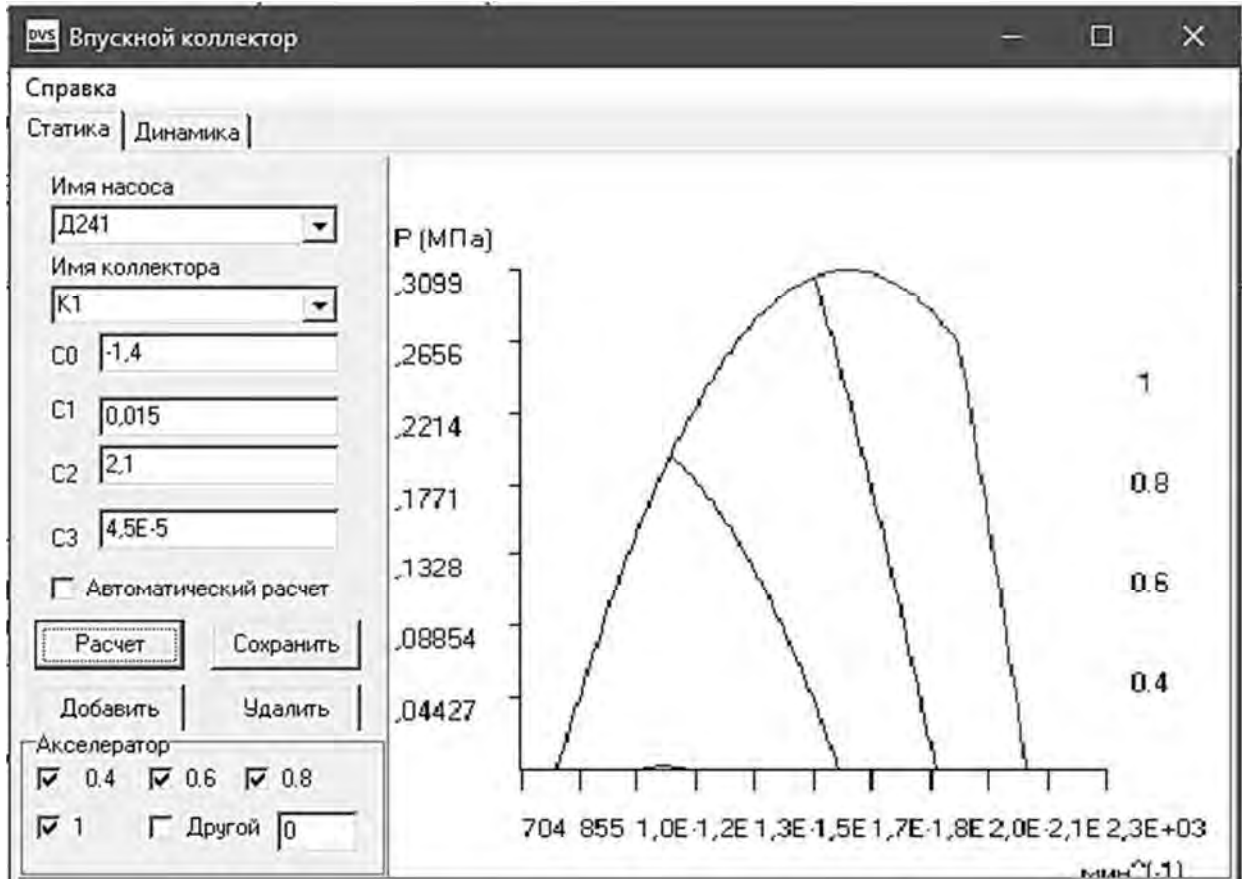


Рисунок 3.2 – Характеристики давления наддува ТК

Определяя, посредством зависимости (3.1), значения крутящего момента на коленчатом валу ДВС, используя в качестве исходных данных положение педали акселератора, угловую скорость коленчатого вала, полученные с помощью регрессионных зависимостей значения цикловой подачи топлива и давления наддува, можем построить внешнюю скоростную и предельную, а также частичные регуляторные характеристики крутящего момента ДВС (рисунок 3.3).

Полученные зависимости не учитывают влияние инерции регулятора ТНВД и турбокомпрессора. Однако известно, что на выходные характеристики двигателя значительное влияние оказывают динамические параметры ТНВД и ТК, т. к. большую часть времени самоходные машины

работают на переходных режимах. Поэтому, с целью определения выходных характеристик двигателя, изменяющихся во время работы машины, ДВС, его системы и механизмы представлены в виде передаточных звеньев. Длительность протекания переходных процессов учитывается с использованием постоянной времени.

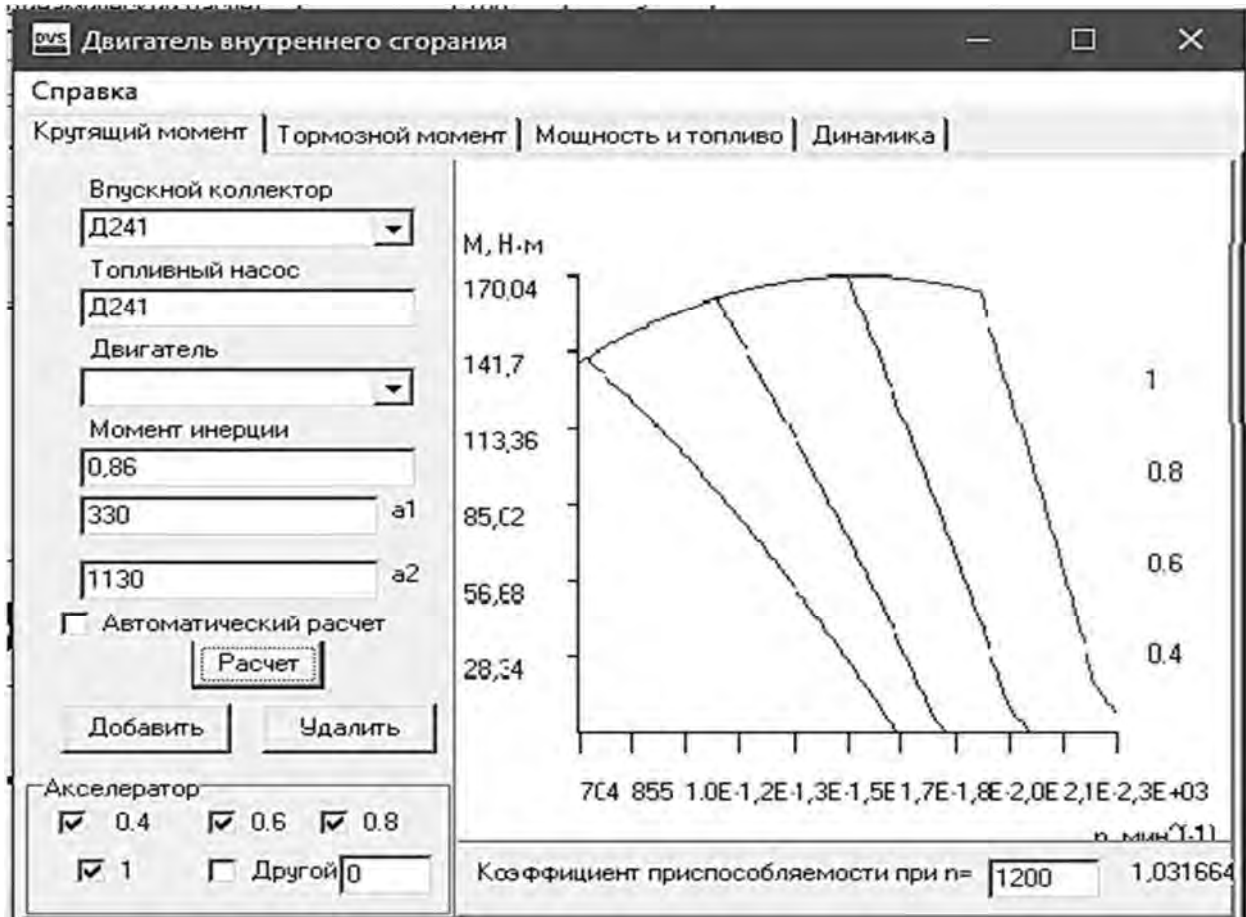


Рисунок 3.3 – Характеристики крутящего момента на коленчатом валу ДВС

Анализ результатов испытаний различных моделей двигателей разными исследователями показывает, что ТНВД, как правило, в переходном процессе представляет собой апериодическое звено первого порядка во всем скоростном диапазоне работы двигателя. Постоянная времени этого звена изменяется в зависимости от угловой скорости коленчатого вала. Причем на разных скоростных режимах время переходного процесса составляет величину от 0,01 до 2...3 с. Постоянная времени в этом случае хорошо аппроксимируется зависимостью

$$T_q = d_1 e^{d_2 \omega_D}, \quad (3.5)$$

где d_1 , d_2 – коэффициенты регрессии.

Подача топлива, с учетом динамики ТНВД, определяется из уравнения

$$q_i = \frac{q_n - q'_n}{T_q}, \quad (3.6)$$

где q_n – подача ТНВД в начале рассматриваемого интервала времени;

q'_n – подача ТНВД в конце рассматриваемого интервала времени, определяемая по статической зависимости (3.2).

Для определения коэффициентов регрессии d_1 , d_2 необходимо проводить эксперименты при увеличении и при уменьшении подачи топлива ТНВД, т. е. при перемещении рычага управления подачей топлива от значения, соответствующего максимальной подаче топлива при данной частоте вращения коленчатого вала, до значения, соответствующего минимальной подаче. С целью выявления возможного гистерезиса процесса необходимо проводить эксперимент при перемещении рычага управления от минимального положения к максимальному. При этом устанавливаются значения постоянной времени T_q .

Для построения динамических характеристик ТК необходимо определить значения постоянной времени. Как правило, турбокомпрессор двигателя также представляет собой в переходном процессе апериодическое звено. Но, в отличие от ТНВД, с примерно одинаковой постоянной времени во всем скоростном диапазоне. В этом случае давление наддува определяется уравнением, аналогичным по структуре уравнению подачи топлива (3.6).

Как показывает статистическая обработка результатов моделирования, проводимая разными авторами, значения, полученные по аналитическим зависимостям с использованием предлагаемой методики, совпадают с опытными данными с коэффициентом корреляции не менее 0,98. При этом относительная ошибка не превышает 5 %.

Предлагаемые методы определения выходных характеристик ДВС дают возможность с достаточной для инженерной практики точностью описывать выходные характеристики двигателя и проводить исследования процессов, происходящих при работе машины. Определяя значения крутящего момента на коленчатом валу ДВС, с использованием характеристик цикловой подачи топлива и давления наддува турбокомпрессора получим единую интегральную модель ДВС, которая позволяет получить характеристики работы ДВС на ЭВМ. На рисунке 3.4 представлен фрагмент расчета характеристик

крутящего момента и удельного расхода топлива в режиме переменного нагружения.

Использование предлагаемой модели ДВС позволяет получить интегральные выходные характеристики, причем в каждый момент времени производится их расчет по зависимостям:

– мощность

$$N_D = \omega_D M_D;$$

– удельный расход топлива

$$G_e = \frac{G_T}{N_D}.$$

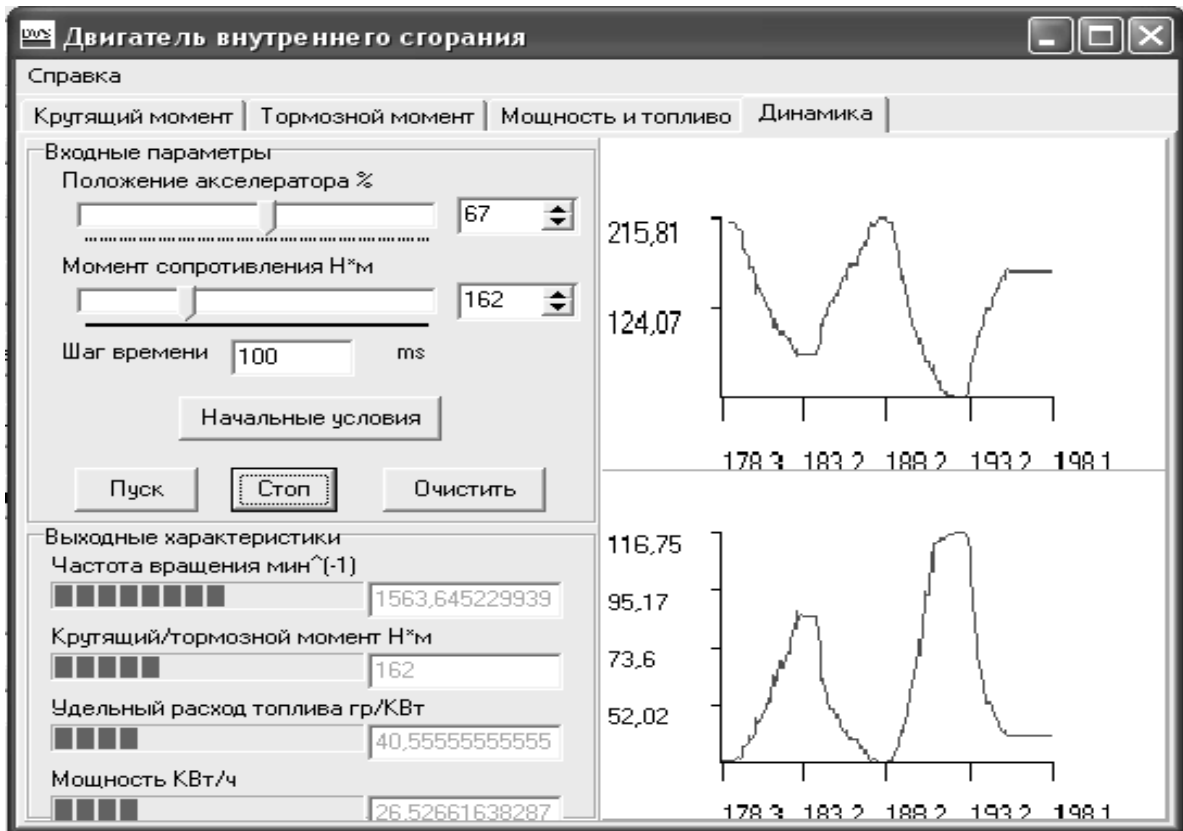


Рисунок 3.4 – Фрагмент работы Windows-приложения для расчета характеристик ДВС

3.2 Гидротрансформатор

Моменты на насосном и турбинном колесах ГДТ определяются по выражениям

$$M_n = D_a^5 \rho \lambda_n \frac{d\varphi_n}{dt}; \quad (3.7)$$

$$M_T = KM_n, \quad (3.8)$$

где D_a – активный диаметр гидротрансформатора;

ρ – плотность жидкости;

λ_n – коэффициент момента насосного колеса ГДТ;

K – коэффициент трансформации.

Коэффициент момента насосного колеса и коэффициент трансформации можно найти с помощью регрессионных зависимостей, получаемых на основе опытных данных после испытаний ГДТ:

$$K = a_1^{TH} + a_2^{TH} i_{TH} + a_3^{TH} i_{TH}^2; \quad (3.9)$$

$$\rho \lambda_n = b_1^{TH} + b_2^{TH} i_{TH} + b_3^{TH} i_{TH}^2 + b_4^{TH} i_{TH}^3 + b_5^{TH} i_{TH}^4 + b_6^{TH} i_{TH}^5, \quad (3.10)$$

где $a_1^{TH} \dots a_3^{TH}$, $b_1^{TH} \dots b_6^{TH}$ – коэффициенты регрессии.

При описании работы гидротрансформатора на неустановившихся режимах его можно представить в виде аperiodического звена с постоянной времени T_t^{TH} , значение которой может колебаться в пределах от 0,01 до 0,1 с. Тогда моменты на насосном и турбинном колесах ГДТ

$$\frac{M_n}{dt} = \frac{M_{H.CT} - M_n}{T_t^{TH}}; \quad (3.11)$$

$$\frac{M_T}{dt} = \frac{M_{T.CT} - M_T}{T_t^{TH}}, \quad (3.12)$$

где $M_{Н.СТ}$, $M_{Т.СТ}$ – статические моменты на насосном и турбинном колесах ГДТ.

На рисунках 3.5 и 3.6 представлены выходные статические характеристики ГДТ, полученные с помощью ПО. Использование модели ГДТ, разработанной на основе этих зависимостей, позволяет учесть влияние параметров гидротрансформатора на выходные параметры машины.

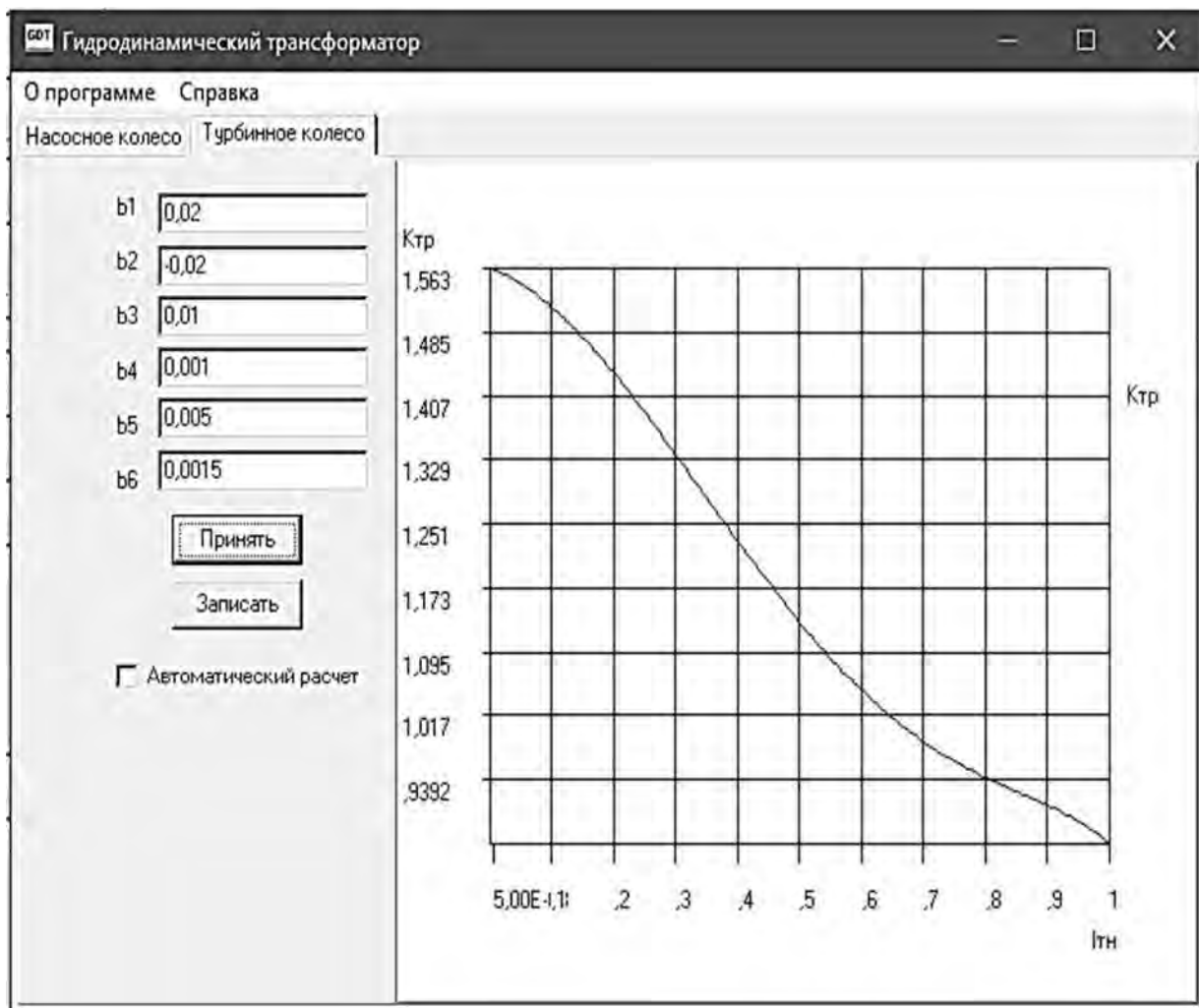


Рисунок 3.5 – Характеристика коэффициента трансформации ГДТ

Предлагаемые методики сами по себе не могут давать гарантии адекватности теоретических расчетов экспериментальным данным. В каждом отдельном случае необходимо после определения коэффициентов уравнений регрессии проверять результаты теоретических расчетов на соответствие экспериментальным данным.

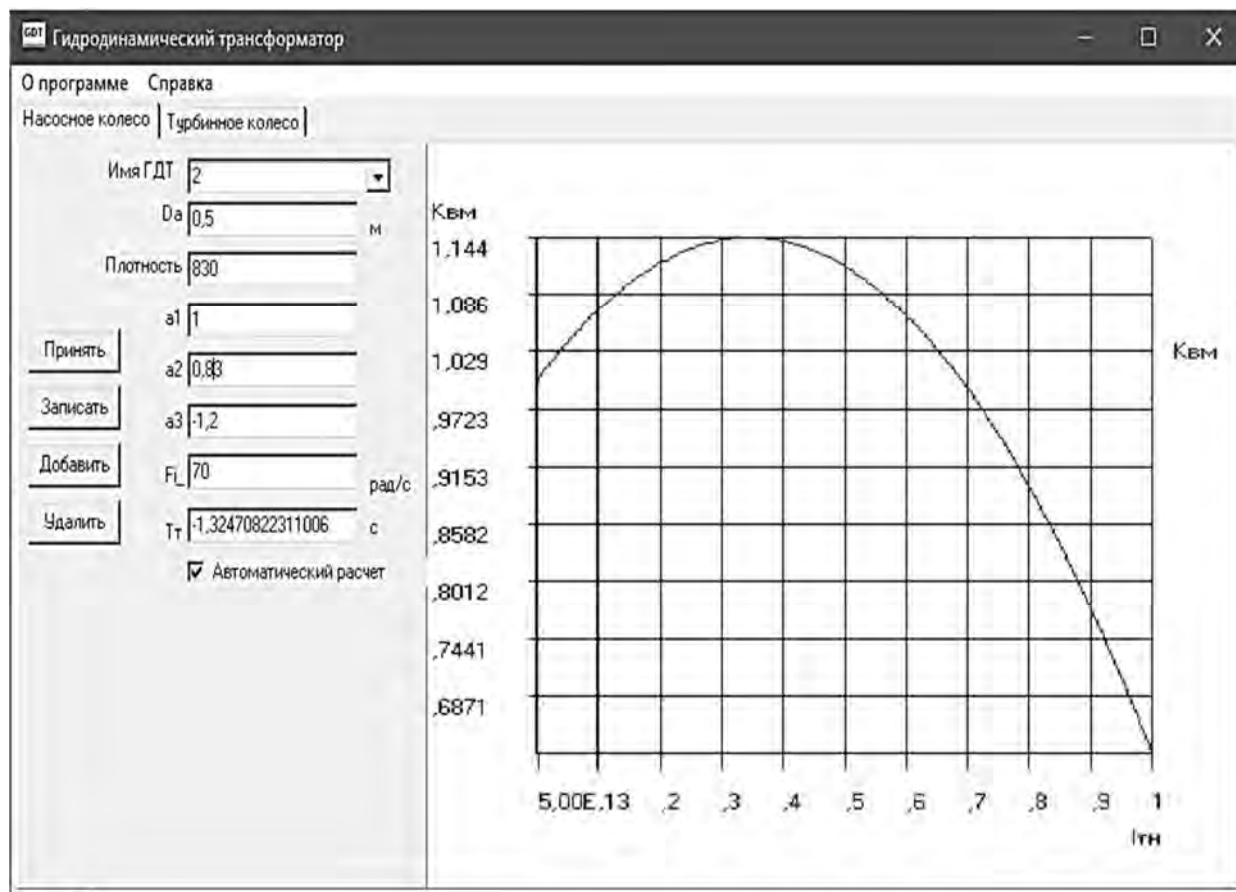


Рисунок 3.6 – Характеристика коэффициента момента насосного колеса ГДТ

3.3 Сцепление

Компоновочные решения трансмиссий современных гусеничных бульдозеров предполагают использование не только гидротрансформаторов, но и трансмиссий со сцеплениями. Для обеспечения возможности анализа работы машин, оснащенных как гидротрансформаторами, так и сцеплениями, методику расчета сцепления представим на основе расчета фрикционной передачи [89]. Методика определения основных параметров сцепления для дальнейшего использования данной модели в общей модели машины заключается в следующем.

Крутящий момент, передаваемый сцеплением, вычисляется по зависимости

$$M_K = \frac{S_{ИП} R_{СР} \Phi_{ТР} K_{ТР}}{K_C}, \quad (3.13)$$

где $S_{ИП}$ – усилие прижатия дисков;

R_{CP} – средний радиус дисков;

Φ_{TP} – количество поверхностей трения;

K_{TP} – коэффициент трения;

K_C – коэффициент запаса сцепления.

Усилие прижатия дисков зависит от параметров конструкции механизма и не может превышать значений, при которых удельное давление превышает допустимое, которое определяется с учетом применяемых материалов. Удельное давление прижатия дисков можно найти по формуле

$$p_{СЦ} = \frac{M_K K_C}{\pi R_{CP} \Phi_{TP} K_{TP} (R_H^2 - R_{BH}^2)}, \quad (3.14)$$

где R_H – наружный радиус дисков;

R_{BH} – внутренний радиус дисков.

Удельное давление прижатия дисков зависит от усилия прижатия дисков. Усилие прижатия дисков вычисляем по формуле

$$F_C = \frac{M_K K_C}{R_{CP} \Phi_{TP} K_{TP}}. \quad (3.15)$$

Определив значения передаваемого момента и необходимое усилие прижатия дисков, проверяем конкретный вариант сцепления на допустимое удельное давление. В случае, когда удельное давление превышает допустимое, необходимо заменить материал дисков, либо увеличить площадь поверхностей трения, либо изменить количество дисков. Во время динамического расчета сил прижатия дисков может возникнуть ситуация, когда удельное давление превышает допустимое из-за сил инерции подвижных элементов. Максимальный крутящий момент, передаваемый сцеплением в каждый момент времени, является функцией усилия прижатия дисков.

Из вышесказанного следует, что в модели сцепления необходимо учитывать массу ведущего и ведомого дисков с целью установления влияния основных параметров сцепления на выходные характеристики машины. Методы использования модели сцепления в интегральной модели машины будут изложены далее.

3.4 Коробка передач, главная передача

Выбор основных параметров коробки передач (КП), в том числе передаточных чисел, является одной из задач при проектировании трансмиссии и машины в целом. Основные параметры КП – передаточное число и момент инерции. Методам выбора передаточных чисел КП и трансмиссии посвящено немало работ [90–93]. И в настоящее время при проектировании новой техники можно только совершенствовать используемые конструкции и методы расчета, что позволяет добиться более высокой экономичности и надежности техники. Учитывая особенности работы гусеничных тракторов и бульдозеров, созданных на их базе, можно с большой долей уверенности сказать, что основное влияние на параметры машины на стадии начального этапа проектирования оказывают передаточное число трансмиссии и момент инерции. Не вдаваясь в особенности автоматического переключения передач, т. к. технологические операции, выполняемые бульдозером, не предусматривают такой необходимости в настоящее время; не ставя задачу анализа влияния времени переключения передач на тяговые способности машины; не рассматривая параметры надежности отдельных элементов трансмиссии, будем считать, что КП совместно с главной передачей являются набором передач с разными передаточными числами и моментами инерции.

Основываясь на вышеизложенных положениях, можно определить, что выходной момент на выходном валу главной передачи вычисляется как

$$M_{ГП} = \frac{\left(C_{ГП} \Phi_{ГП} - r_{ГП} \frac{d\Phi_{ГП}}{dt} \right) i_{ТР}}{J_{ГП}}, \quad (3.16)$$

где $C_{ГП}$ – приведенный коэффициент жесткости валов включенной передачи;

$r_{ГП}$ – приведенный коэффициент диссипативных сил включенной передачи;

$\Phi_{ГП}$ – угловое перемещение валов включенной передачи;

$i_{ТР}$ – суммарное передаточное число, которое определяется с учетом передаточного числа включенной передачи.

В зависимости от вариантов применения сцепления или ГДТ вместо угла поворота выходного вала сцепления может применяться угол поворота турбинного вала ГДТ.

Таким образом, модели ДВС, ГДТ, сцепления и трансмиссии могут быть интегрированы в единую модель, позволяющую учитывать свойства каждой из систем, представляющих собой функциональный элемент в общей модели машины. Учет свойств элементов в интегральной модели машины даст возможность выявить те из них, которые оказывают существенное влияние на выходные показатели машины, и установить их оптимальные значения. С целью объединения всех представленных систем в единую модель определим ее структуру и параметры каждого из элементов.

3.5 Структура и параметры системы «двигатель – трансмиссия»

Объединяя модели ДВС, ГДТ, сцепления и трансмиссии, получаем выходные характеристики системы в целом с учетом наибольшего количества параметров, оказывающих существенное влияние на ее работоспособность. Представим систему «двигатель – ГДТ (сцепление) – КП – главная передача» в виде структурной схемы, где установим взаимосвязи, влияющие на выходные характеристики.

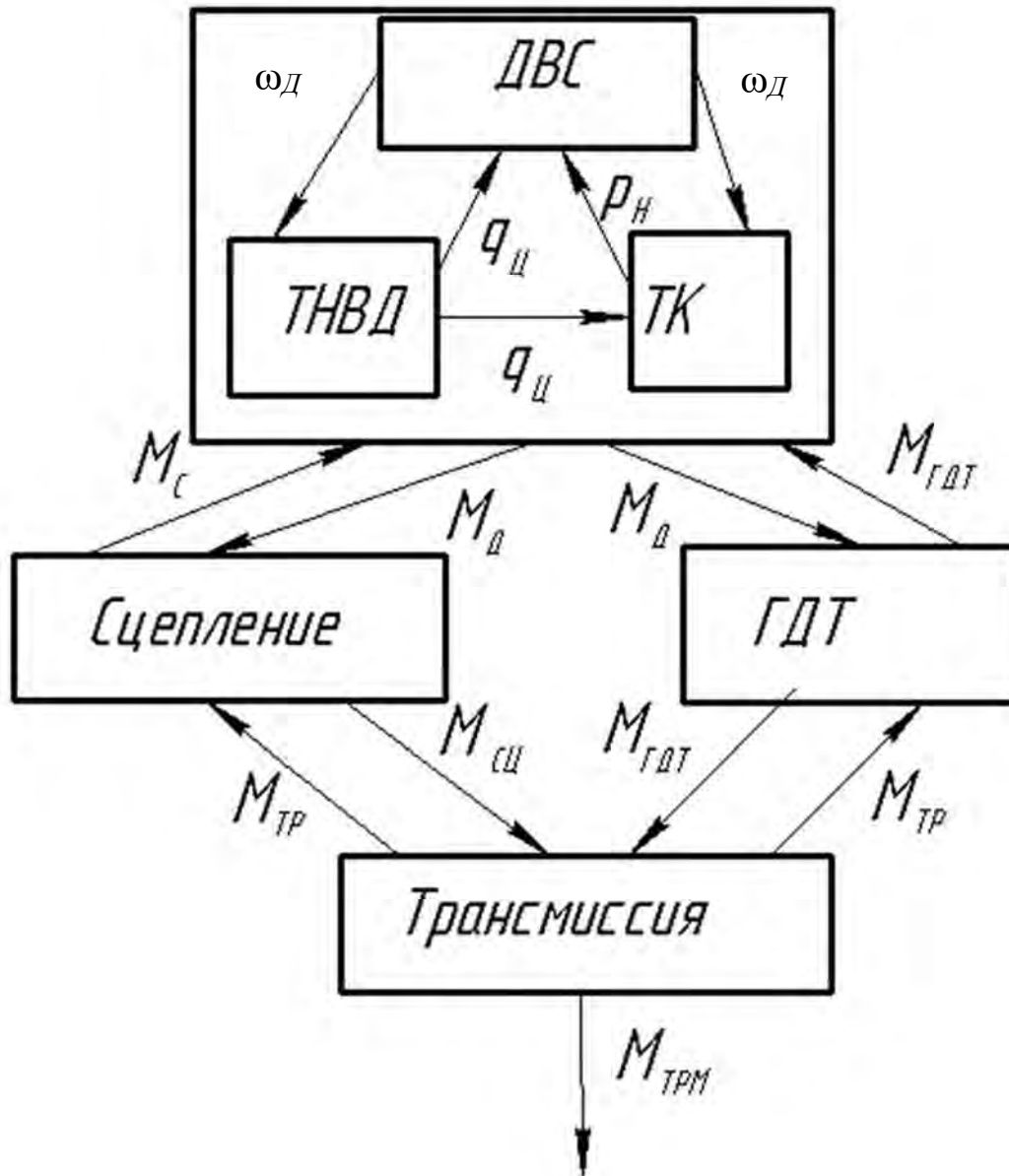
Каждый из элементов, представленных в системе, изображенной на рисунке 3.7, должен обладать набором параметров, использование которых позволит произвести необходимые расчеты с передачей выходных данных одних элементов в качестве входных данных в другие элементы. Информационная система (ИС) должна объединять функциональные элементы в единое целое.

Полученная имитационная модель (ИМ) имеет сложную алгоритмическую структуру, объединяющую поля данных и методы расчетов, что соответствует технологии «классов» в терминологии систем программирования.

В процессе проведения расчетов, для уменьшения времени проектирования, требуется оперативное изменение отдельных данных и их наборов. Эти требования обуславливают хранение наборов данных в базах данных. Каждая из баз данных содержит комплект наборов типа «запись». Учитывая, что характеристики одних элементов используются для расчета характеристик других элементов, необходимо установить однозначное соответствие данных одних элементов данным других элементов. Эта цель достигается с помощью ключевых полей, содержащих имена элементов, что позволяет хранить в базе данных одного элемента имя, соответствующее набору данных из базы, где хранятся элементы другого типа.

Наборы таких данных предлагается использовать в виде структуры, в которой комплект данных каждого типа содержит уникальное имя,

с помощью которого осуществляется его поиск и установление соответствия из комплекта другого типа.



ДВС – двигатель внутреннего сгорания; ТНВД – топливный насос высокого давления; ТК – турбокомпрессор (может быть заменен впускным коллектором); ГДТ – гидротрансформатор; ω_D – угловая скорость коленчатого вала двигателя; $q_{Ц}$ – цикловая подача топлива; p_H – давление наддува или разрежения во впускном коллекторе; M_C – соответствующий момент сопротивления; M_{SC} – момент на выходном валу сцепления; $M_{ГДТ}$ – момент на турбинном валу гидротрансформатора; M_{TRM} – момент на выходном валу трансмиссии

Рисунок 3.7 – Структурная схема двигателя, сцепления, гидротрансформатора и трансмиссии

Например, методы ФЭ «турбокомпрессор» используют данные из ФЭ «ТНВД». Поиск данных, соответствующих конкретному ТНВД, осуществляется в его базе по имени ТНВД. Такой подход позволяет использовать одномерные базы данных, что существенно упрощает хранение информации на жестком магнитном диске (ЖМД).

Схема элементов модели ДВС представлена на рисунке 3.8.

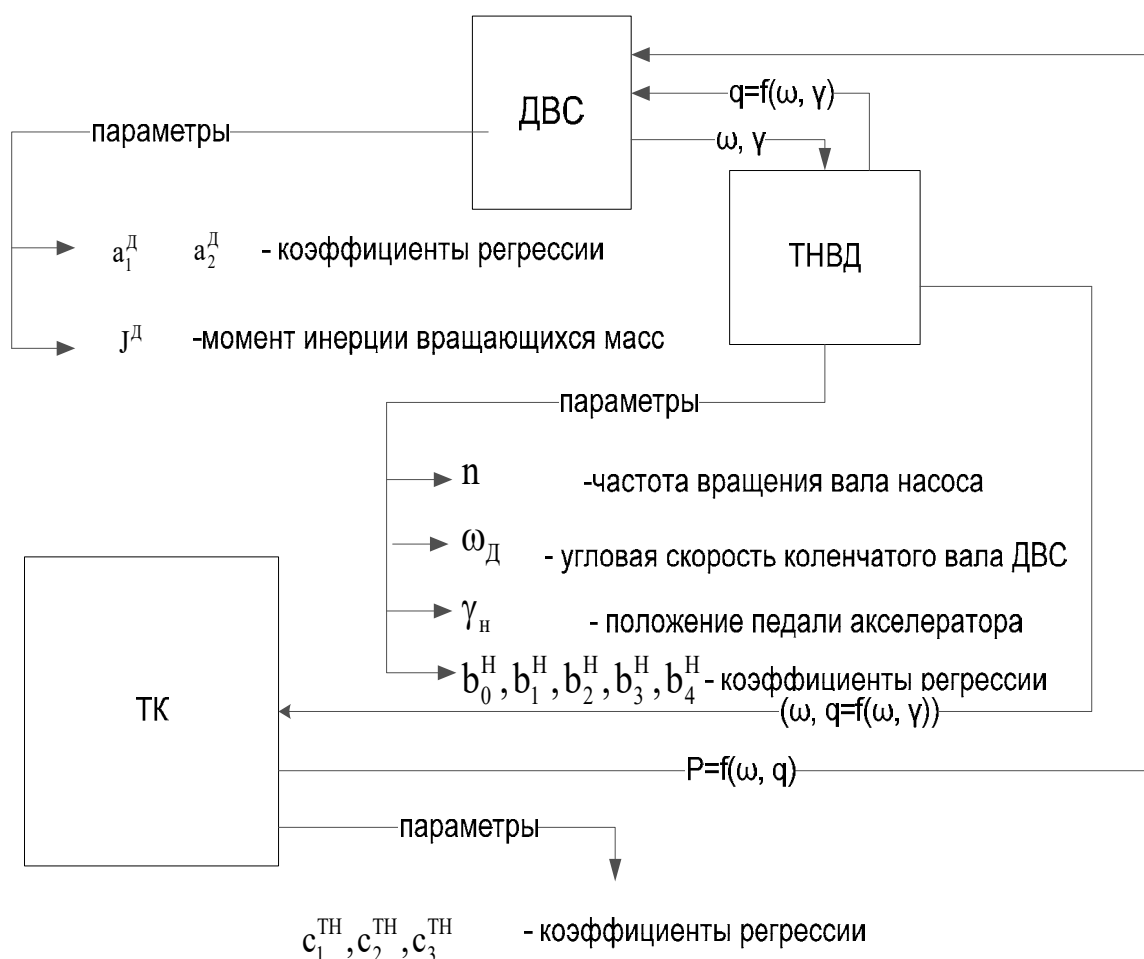


Рисунок 3.8 – Структурная схема модели данных двигателя

В случае такой структуры данных, в соответствии с МФЭ выходные характеристики ТНВД, получаемые по зависимостям (3.2), (3.3) и (3.5), и, в частности, характеристики цикловой подачи, изображенные на рисунке 3.1, автоматически становятся внутренними параметрами турбокомпрессора. Это позволяет автоматически учитывать параметры и характеристики ТНВД при определении параметров и характеристик ТК, храня данные о конкретном ТНВД на ЖМД только один раз.

В соответствии с принятыми методами хранения и поиска данных в качестве параметров модели двигателя используются модели ТНВД и ТК,

что обеспечивает автоматический учет их характеристик при определении выходных характеристик ДВС.

В качестве выходного параметра модели ДВС, оказывающего непосредственное влияние на поведение машины, выступает крутящий момент, значения которого вычисляются с использованием зависимостей (3.1), (3.2), (3.4) и (3.5). Входными параметрами являются положение педали акселератора, задающее желаемый режим движения машины, и момент сопротивления на коленчатом валу, определяемый работой гидротрансформатора или сцепления.

Структуру данных гидротрансформатора предлагается использовать в следующем виде:

D_a – активный диаметр гидротрансформатора;

ρ – плотность жидкости;

λ_n – коэффициент момента насосного колеса ГДТ;

$b_1^{TH} \dots b_6^{TH}$ – коэффициенты регрессии уравнения (3.10);

$a_1^{TH} \dots a_3^{TH}$ – коэффициенты регрессии уравнения (3.9);

T_t^{TH} – постоянная времени выражений (3.11) и (3.12);

J_H – момент инерции насосного колеса гидротрансформатора;

J_{TH} – момент инерции турбинного колеса гидротрансформатора.

В этом случае момент на входном валу гидротрансформатора определяется посредством зависимостей

$$\frac{d\omega_H}{dt} J_H = M_{yH} + M_{\partial H} - M_n;$$

$$\frac{d\omega_T}{dt} J_{TH} = M_T - M_{yT} - M_{\partial T},$$

где M_{yH} – момент упругих сил насосного вала ГДТ, $M_{yH} = C_H (\varphi_D u_{ГТ} - \varphi_H)$;

$M_{\partial H}$ – момент диссипативных сил насосного вала ГДТ,

$$M_{\partial H} = r_H \left(\frac{d\varphi_D}{dt} u_{ГТ} - \frac{d\varphi_H}{dt} \right);$$

M_n – момент на насосном валу ГДТ в текущий момент времени, Н·м;

M_T – момент на турбинном валу ГДТ в текущий момент времени, Н·м;

M_{yT} – момент упругих сил турбинного вала ГДТ, Н·м,
 $M_{yT} = C_T(\varphi_T - \varphi_{TP});$

$M_{\delta T}$ – момент диссипативных сил турбинного вала ГДТ,
 $M_{\delta T} = r_T \left(\frac{d\varphi_T}{dt} - \frac{d\varphi_{TP}}{dt} \right).$

Одним из параметров, которые используются для определения характеристик ГДТ, является крутящий момент на коленчатом валу ДВС. Таким способом осуществляется связь между выходными характеристиками ДВС и ГДТ.

Модель сцепления имеет следующие параметры:

M_K – момент на выходном валу сцепления, определяемый по зависимости (3.13);

φ_{TP} – число поверхностей трения;

K_C – коэффициент запаса сцепления;

R_H – наружный радиус поверхностей трения;

R_{BH} – внутренний радиус поверхностей трения;

F_m – поправочный коэффициент;

K_{TP} – коэффициент трения;

$Tур1 \dots Тур4$ – индексы материалов муфт сцепления;

F_C – усилие прижатия дисков в конкретный момент времени, принимаем линейный закон изменения с нулевым усилием при выключенном сцеплении и максимальным, равным расчетному, определяемому по зависимости (3.15). Текущее усилие прижатия является функцией времени и определяется в соответствии с шагом dt , который в свою очередь вычисляется с использованием времени срабатывания сцепления t .

В связи с необходимостью создания модели коробки передач, учитывающей самые важные свойства этого механизма в исследуемой области, примем как допущение утверждение о том, что модель имеет один входной вал, соответствующий первичному валу коробки передач, и несколько вариантов выходного вала со своим передаточным числом и моментом инерции. Этот набор будет иметь однотипные параметры, что позволит оперативно изменять их значения в процессе вычислений.

Определим параметры каждого вала следующим образом:

C_B – коэффициент жесткости;

r_B – коэффициент диссипативных сил;

u_B – передаточное число вала;

J_B – момент инерции вала.

Тогда имеется возможность при хранении данных о КП объединить данные в структуру «входной вал – набор выходных валов» с полями одинакового типа.

В соответствии с предлагаемой структурой данные КП представляют собой набор параметров: V_{Π} – набор полей данных, определяющий первичный вал, и V_i – массив наборов полей данных, определяющих свойства выходного вала в конкретный момент времени в зависимости от включенной передачи, где i – номер передачи и в то же время номер элемента массива. Тогда момент на выходном валу коробки передач определяется на основании формулы (3.16).

Предлагаемая структура ДВС, ГДТ, сцепления и КП, где одновременно имеется возможность использования ГДТ и сцепления, а также высокая вариативность КП позволяют на стадии проектирования машины при выборе основных параметров оперативно провести исследования влияния параметров системы «ДВС – ГДТ (сцепление) – КП» на выходные характеристики машины. Данная методика позволит выявить влияние параметров вышеописанного набора систем на процессы, происходящие в гусеничном двигателе при выполнении технологических операций бульдозера (сведения о таком влиянии на сегодняшний день в литературе отсутствуют). Также появляется возможность исследования на стадии проектирования машины и выбора основных параметров показателей, определяющих эффективность разработки грунта в зависимости от параметров вышеописанных систем.

Резюме

На основании анализа исследований в области моделирования двигателя, гидротрансформатора, сцепления и трансмиссии предложено использование регрессионных зависимостей для разработки интегральной модели «ДВС – трансмиссия».

Для наиболее качественного отражения механических и физических связей моделируемых систем, обеспечения максимального удобства использования моделей и оперативного получения результатов моделирования предлагается технология «классов», широко применяемая при разработке систем «визуального» моделирования.

Двигатель внутреннего сгорания предлагается рассматривать как набор систем, обладающих входными и выходными параметрами, изменение которых во времени представляет собой выходные характеристики. Структура ДВС представляет собой иерархический комплект элементов, где выходные характеристики одного элемента являются входными параметрами

другого, что позволяет создать хорошо формализованную модель из исходных данных и методов расчета системы в целом на основании моделей отдельных элементов.

Предложенная модель гидротрансформатора состоит из регрессионных моделей насосного и турбинного колес. Модель учитывает физические и динамические свойства ГДТ. Выходные параметры насосного колеса, получаемые с помощью регрессионных зависимостей, являются входными для турбинного колеса. Структура моделей ДВС и ГДТ позволяет объединить их в единую систему, т. к. крутящий момент на коленчатом валу ДВС в модели, как и в действительности, является входным параметром для насосного колеса ГДТ. С другой стороны, момент сопротивления, создаваемый насосным колесом, является входным параметром для модели ДВС.

Структура моделей сцепления и трансмиссии основана на иерархическом представлении систем с внешними взаимосвязями, позволяющими создать модель «ДВС – ГДТ (сцепление) – трансмиссия» для любой конкретной машины с конкретными параметрами.

4 Моделирование гусеничного движителя

Гусеничный движитель (ГД) является сложной механической системой, имеющей значительное количество элементов, взаимодействующих между собой и с опорной поверхностью.

Сила тяги, развиваемая ГД, является функцией многих переменных, зависит от параметров элементов движителя и их взаимного расположения. Выбор параметров ГД относится к сложным оптимизационным задачам, требующим проведения динамического анализа движителя как системы взаимодействующих элементов.

В данном разделе представлены структура и параметры модели ГД, методика построения гусеничного обвода (ГО), динамическая и математическая модели движителя.

4.1 Структура, параметры и методы расчета в имитационной модели гусеничного движителя

Анализируя структуру ГД, вполне естественно предположить, что каждый из его основных элементов является функциональным элементом и в соответствии с принципами, изложенными в разделе 3, может быть представлен в виде класса в терминологии языка программирования. Функциональные элементы могут быть простыми и сложными, имеющими в своем составе простые.

Структура движителя изображена на рисунке 4.1. В соответствии с приведенной структурной схемой основными элементами являются траки, подвески опорных и поддерживающих колес, ведущее и направляющее колеса. Подвески опорных и поддерживающих колес – сложные элементы, состоят из колес и механизмов подвесок.

Были предложены классы (таблицы 4.1–4.4), соответствующие описанным элементам и обладающие требуемыми свойствами. Рассматривая каждый элемент в виде абстрактного объекта, обладающего качественными и количественными свойствами, разрабатываем модель этого элемента, т. е. представляем его в виде набора данных, методов расчетов и выходных характеристик.

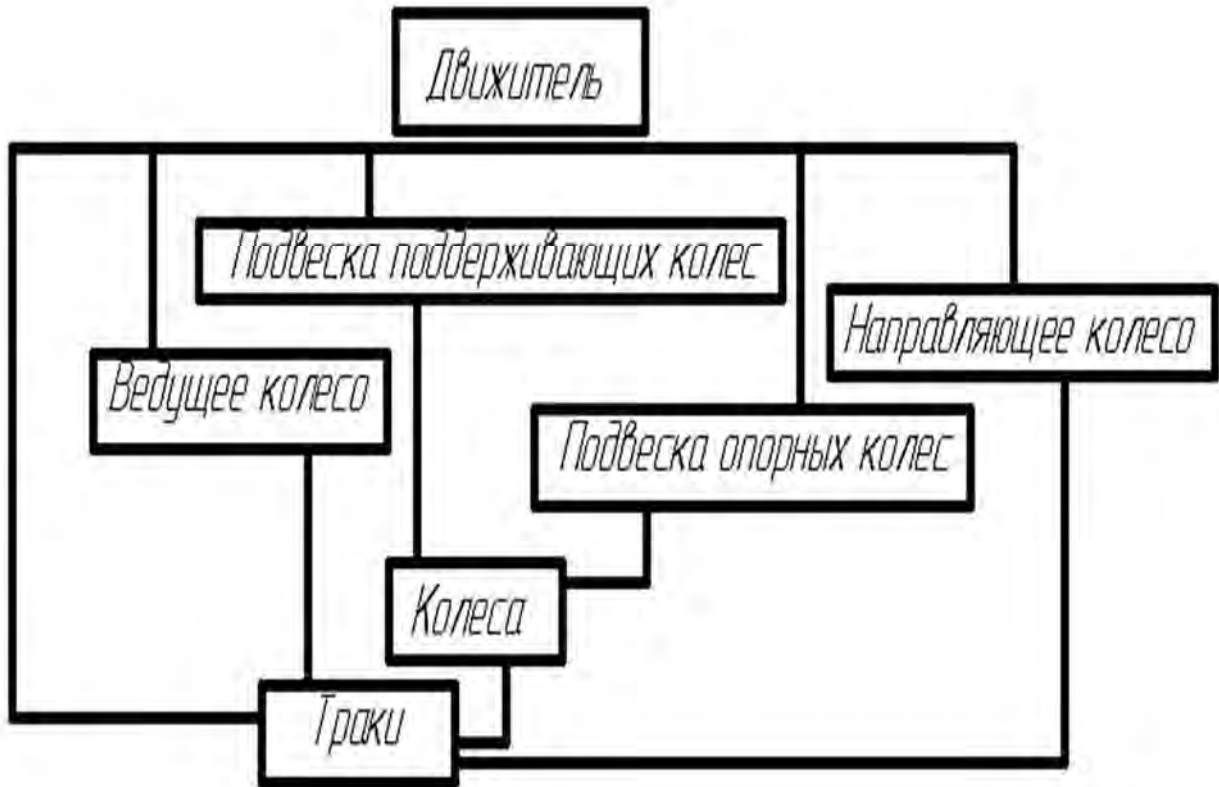


Рисунок 4.1 – Структурная схема гусеничного движителя

Таблица 4.1 – Данные для класса траков

Имя поля	Тип	Единица измерения	Наименование
FName	string[10]	–	Имя трака
<i>Fl</i>	real	м	Длина
<i>Fb</i>	real	м	Ширина
<i>Fh</i>	real	м	Высота
<i>Fm</i>	real	кг	Масса
<i>FDl</i>	real	м	Длина
<i>FCl</i>	real	Н/м	Удельная продольная жесткость
<i>FCh</i>	real	Н/м	Удельная вертикальная жесткость
<i>FCr</i>	real	Н·м/рад	Удельная жесткость шарнира
<i>FRI</i>	real	Н·с/м	Коэффициент диссипативных сил вдоль оси <i>Ox</i>

Окончание таблицы 4.1

Имя поля	Тип	Единица измерения	Наименование
<i>FRh</i>	real	Н·с/м	Коэффициент диссипативных сил вдоль оси <i>OY</i>
<i>Frr</i>	real	$\frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}$	Коэффициент диссипативных сил в шарнире
<i>Fpos</i>	string[2]	–	Код, хранящий позицию трака в движителе
<i>Xn</i>	real	м	Абсцисса центра левого шарнира
<i>Yn</i>	real	м	Ордината центра левого шарнира
<i>Xk</i>	real	м	Абсцисса центра правого шарнира
<i>Yk</i>	real	м	Ордината центра правого шарнира
<i>X</i>	real	м	Абсцисса центра трака
<i>X_</i>	real	м/с	Скорость центра трака по оси абсцисс
<i>X__</i>	real	м/с ²	Ускорение центра трака по оси абсцисс
<i>Y</i>	real	м	Ордината центра трака
<i>Y_</i>	real	м/с	Скорость центра трака по оси ординат
<i>Y__</i>	real	м/с ²	Ускорение центра трака по оси ординат
<i>XOld</i>	real	м	Абсцисса центра трака на предыдущем шаге расчета
<i>YOld</i>	real	м	Ордината центра трака на предыдущем шаге расчета
<i>Fi</i>	real	рад	Угол наклона трака
<i>Fi_</i>	real	рад/с	Скорость изменения угла наклона трака
<i>Fi__</i>	real	рад/с ²	Ускорение изменения угла наклона трака
<i>FiOld</i>	real	рад	Угол наклона трака на предыдущем шаге расчета

Пояснения к таблице 4.1:

- string[10] – строковый тип данных с количеством позиций – 10;
- real – вещественный тип данных, в котором могут быть представлены числа с плавающей точкой от $-1 \cdot 10^{308}$ до $1 \cdot 10^{308}$;
- в связи с невозможностью использования в редакторе кода языков программирования редактора формул приняты следующие обозначения:

а) один знак подчеркивания соответствует скорости, например *X_* соответствует $\frac{dx}{dt}$, или \dot{x} ;

б) два знака подчеркивания соответствуют ускорению, например $X_{_}$ соответствует $\frac{dV}{dt}$, или \ddot{x} ;

– поля $XOld$ и $YOld$ используются для организации визуального отображения движения трака на экране компьютера. Для обеспечения визуального отображения траков на экране применяется алгоритм, где производится рисование трака в старой позиции цветом линий, соответствующих цвету фона поля для рисования;

– геометрические параметры представлены на рисунке 4.2.

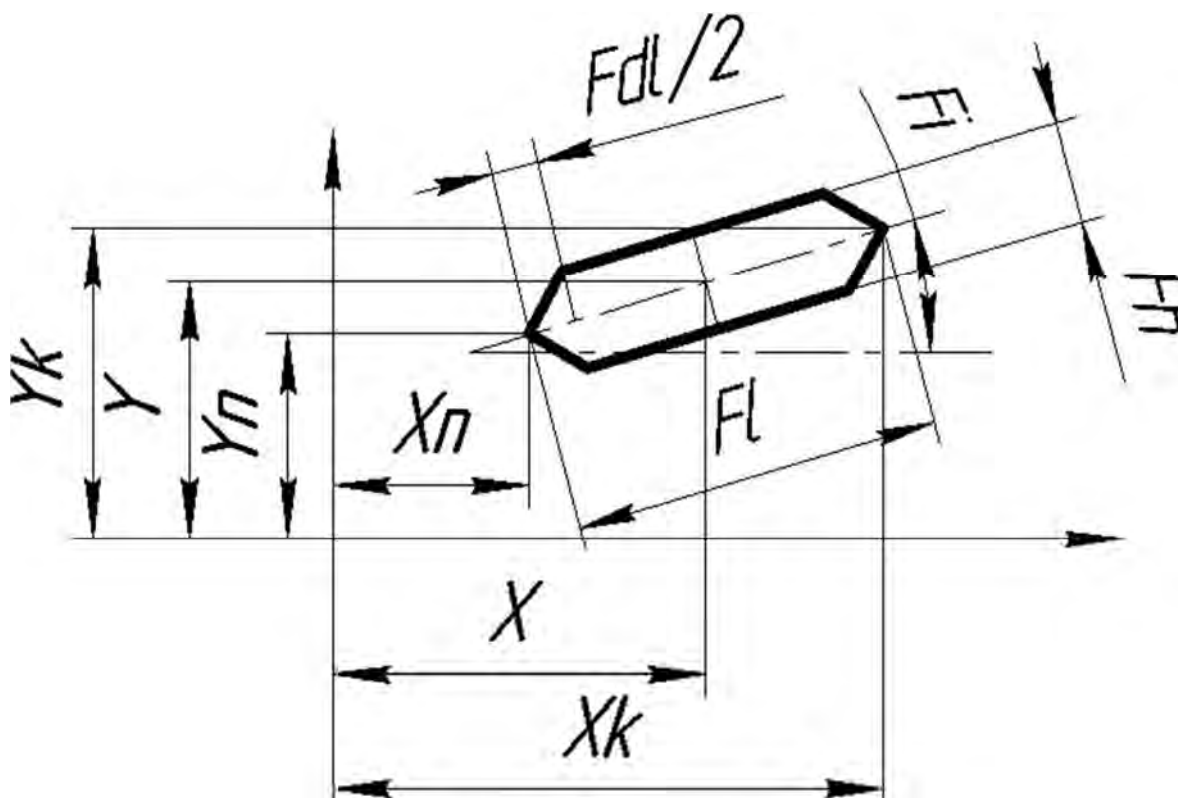


Рисунок 4.2 – Схема для задания размеров и параметров трака

Для расположения траков на опорной поверхности в нижней части гусеничного обвода значение абсциссы центра левого шарнира трака меньше значения абсциссы центра правого шарнира трака. В процессе движения трак изменяет координаты и на моделируемой плоскости, угол поворота трака вокруг собственной оси меняется на 360° , в результате геометрические значения координат перестают соответствовать их формальному обозначению.

Величины x_n^{i+1} , x_k^{i-1} , y_n^{i+1} , y_k^{i-1} определяются в соответствии с рисунком 4.3:

x_n^{i+1} – абсцисса левого шарнира последующего трака для траков, расположенных на опорной ветви;

x_k^{i-1} – абсцисса правого шарнира предыдущего трака для траков, расположенных на опорной ветви;

y_n^{i+1} – ордината левого шарнира последующего трака для траков, расположенных на опорной ветви;

y_k^{i-1} – ордината правого шарнира предыдущего трака для траков, расположенных на опорной ветви.

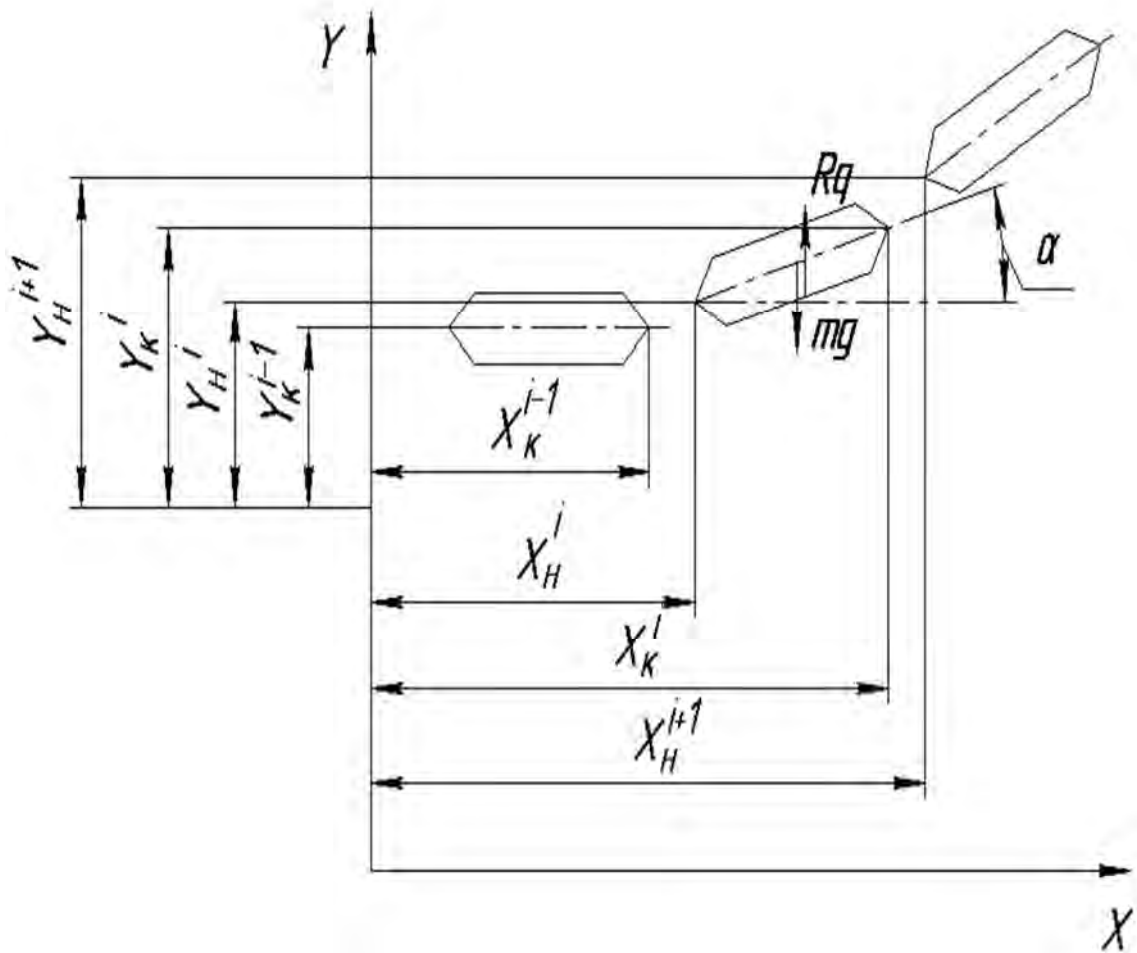


Рисунок 4.3 – Схема для определения расстояний между центрами шарниров соседних траков по осям абсцисс и ординат

Направление отсчета углов определим для каждого трака с учетом расположения декартовой системы координат с началом отсчета в левом нижнем углу, нулевое направление отсчета углов – слева направо, положительное направление отсчета углов – против часовой стрелки.

Таблица 4.2 – Данные для колес (катков)

Имя поля	Тип	Единица измерения	Наименование
<i>FName</i>	string[15]	–	Имя колеса
<i>FTr</i>	char	–	Тип колеса
<i>Fd</i>	real	м	Диаметр
<i>Fb</i>	real	м	Ширина
<i>FCr</i>	real	Н/м	Удельная радиальная жесткость
<i>FDr</i>	real	Н·с/м	Коэффициент диссипативных сил в радиальном направлении
<i>FCt</i>	real	Н/м	Удельная жесткость
<i>FDt</i>	real	Н·с/м	Коэффициент диссипативных сил в касательном направлении
<i>Fm</i>	real	кг	Масса
<i>X__</i>	real	м/с ²	Ускорение колеса по оси абсцисс
<i>X_</i>	real	м/с	Скорость колеса по оси абсцисс
<i>X</i>	real	м	Положение центра колеса по оси абсцисс
<i>Y__</i>	real	м/с ²	Ускорение колеса по оси ординат
<i>Y_</i>	real	м/с	Скорость колеса по оси ординат
<i>Y</i>	real	м	Положение центра колеса по оси ординат
<i>Fi__</i>	real	рад/с ²	Ускорение угла поворота колеса
<i>Fi_</i>	real	рад/с	Скорость угла поворота колеса
<i>Fi</i>	real	рад	Угол поворота колеса
<i>XOld</i>	real	м	Абсцисса центра колеса на предыдущем шаге расчета
<i>YOld</i>	real	м	Ордината центра колеса на предыдущем шаге расчета
<i>FiOld</i>	real	рад	Угол поворота колеса на предыдущем шаге расчета

Пояснения к таблице 4.2:

- string[15] – строковый тип данных с количеством позиций – 15;
- char – символьный тип данных.

Таблица 4.3 – Данные для подвесок

Имя поля	Тип	Единица измерения	Наименование
<i>FName</i>	string[15]	–	Имя
<i>Fc</i>	real	Н/м	Удельная жесткость пружины
<i>Fr</i>	real	Н·с/м	Коэффициент диссипативных сил пружины
<i>Fl</i>	real	м	Ход пружины
<i>Ftl</i>	real	м	Текущая длина пружины
<i>FNl</i>	real	м	Начальная длина пружины, ограниченная механизмом подвески
<i>FLs</i>	real	м	Длина пружины в свободном состоянии
<i>Fm</i>	real	кг	Масса пружины
<i>Typ</i>	boolean	–	Тип подвески
<i>VlcP</i>	vlc	–	Данные колеса (см. таблицу 4.2)
<i>Y__</i>	real	м/с ²	Ускорение точки крепления подвески к раме по оси ординат
<i>Y_</i>	real	м/с	Скорость точки крепления подвески к раме по оси ординат
<i>Y</i>	real	м	Положение точки крепления подвески к раме по оси ординат
<i>X</i>	real	м	Положение точки крепления подвески к раме по оси абсцисс
<i>XOld</i>	real	м	Положение точки крепления подвески к раме по оси абсцисс на предыдущем шаге расчета
<i>YOld</i>	real	м	Положение точки крепления подвески к раме по оси ординат на предыдущем шаге расчета

Пояснения к таблице 4.3:

– boolean – переменная логического типа;

– геометрические параметры подвески представлены на рисунке 4.4.

В таблице 4.3 представлены поля для учета свойств подвески свечного типа. Для подвесок других типов необходимо использовать другие поля, т. к. математическое описание работы этих подвесок несколько отличается в связи с особенностями работы их механизмов. Учитывая, что подвеска имеет механизм, который обеспечивает ограничение хода, следует алгоритмически

предусмотреть возможные случаи, возникающие при работе механизма. В случае, когда пружина подвески имеет максимальную длину (находится в вывешенном состоянии, поле Fnl) – усилие пружины равно нулю в связи с тем, что механизм подвески ограничивает перемещение колеса и принимает на себя усилие предварительного сжатия пружины. В случае, когда пружина подвески находится в максимально сжатом состоянии (механизм подвески упирается в «отбойник», поле $Ftl = \min$) – усилие должно быть максимальным и значительно превышать усилие от сжатой пружины. Этого можно достигнуть, изменяя величину жесткости, принимая в данный момент ее величину, равную удельной жесткости рамы машины.

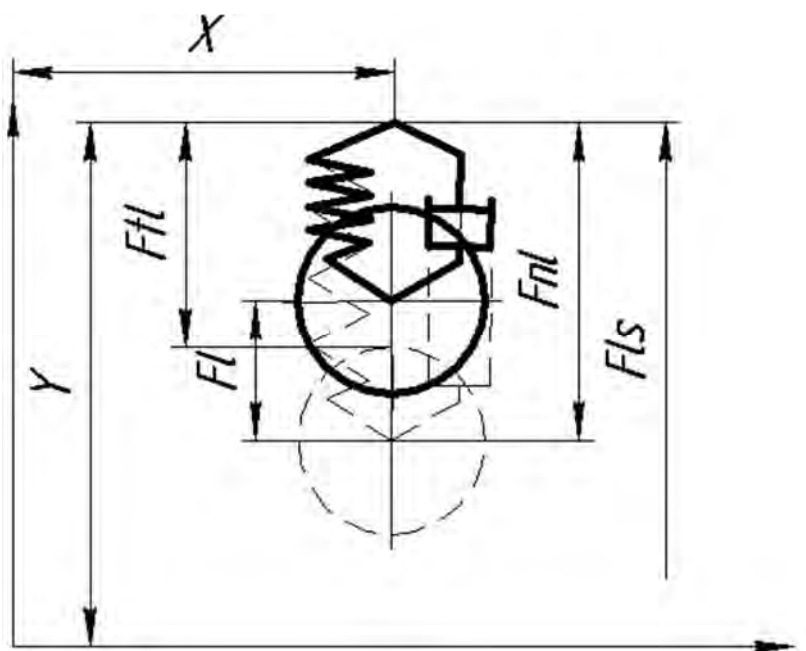


Рисунок 4.4 – Параметры подвески

Таблица 4.4 – Данные движителя

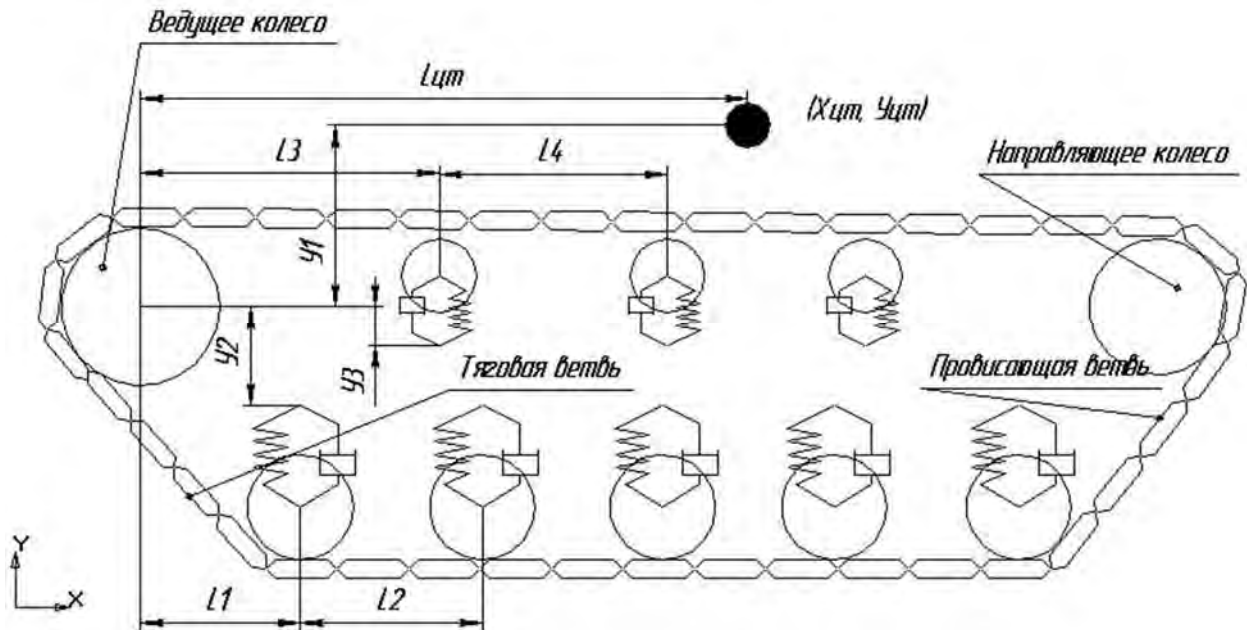
Имя поля	Тип	Единица измерения	Наименование
$NTrk$	Integer	–	Количество траков
$FName$	String[20]	–	Имя движителя
Trk	Trac	–	Данные типа «трак»
$Vlc1$	Vlc	–	Ведущее колесо (данные типа «колесо»)
$Vlc2$	Vlc	–	Направляющее колесо (данные типа «колесо»)

Окончание таблицы 4.4

Имя поля	Тип	Единица измерения	Наименование
<i>NPh</i>	Integer	–	Количество верхних подвесок
<i>NPd</i>	Integer	–	Количество нижних подвесок
<i>Ph</i>	Pdv	–	Верхняя подвеска (данные типа «подвеска»)
<i>Pd</i>	Pdv	–	Нижняя подвеска (данные типа «подвеска»)
<i>L1</i>	real	м	Расстояние от центра ведущего колеса до центра первого опорного колеса по оси абсцисс
<i>L2</i>	real	м	Расстояние между опорными колесами по оси абсцисс
<i>L3</i>	real	м	Расстояние от центра ведущего колеса до центра поддерживающего колеса по оси ординат
<i>L4</i>	real	м	Расстояние между поддерживающими колесами
<i>Y1</i>	real	м	Расстояние от центра масс машины до центра ведущего колеса по оси ординат
<i>Y2</i>	real	м	Расстояние от центра ведущего колеса до точки крепления подвески первого опорного колеса
<i>m</i>	real	кг	Масса машины
<i>Lct</i>	real	м	Расстояние от центра тяжести до центра ведущего колеса по оси абсцисс
<i>Xct</i>	real	м	Расстояние от центра координат до центра масс машины по оси абсцисс
<i>Yct</i>	real	м	Расстояние от центра координат до центра масс машины по оси ординат
<i>Xct_</i>	real	м/с ²	Ускорение центра масс машины по оси абсцисс
<i>Xct_</i>	real	м/с	Скорость центра масс машины по оси абсцисс
<i>Yct_</i>	real	м/с ²	Ускорение центра масс машины по оси ординат
<i>Yct_</i>	real	м/с	Скорость центра масс машины по оси ординат
<i>Fi_</i>	real	рад/с ²	Ускорение изменения угла поворота машины
<i>Fi_</i>	real	рад/с	Скорость изменения угла поворота машины
<i>Fi</i>	real	рад	Угол поворота машины

Пояснения к таблице 4.4:

- Trk – данные типа «трак», для данной переменной описаны в таблице 4.1;
- $Vlc1, Vlc2$ – данные типа «колесо», для данной переменной описаны в таблице 4.2;
- Ph, Pd – данные типа «подвеска», для данной переменной описаны в таблице 4.3.



$L_{цт}$ – расстояние от центра тяжести до центра ведущего колеса; L_1 – расстояние от центра ведущего колеса до центра опорного колеса; L_2 – расстояние между центрами опорных колес; L_3 – расстояние от центра ведущего колеса до центра поддерживающего колеса; L_4 – расстояние между поддерживающими колесами; Y_1 – расстояние от центра тяжести до центра ведущего колеса; Y_2 – расстояние от центра ведущего колеса до точки крепления опорной подвески; Y_3 – расстояние от центра тяжести до точки крепления верхней подвески

Рисунок 4.5 – Структурная схема гусеничного движителя

Вышеприведенные способы представления данных являются необходимыми, но недостаточными для разработки имитационной модели ГО. Это обусловлено тем, что решается задача не только определения характеристик движителя во время движения, но и визуализации его движения во время расчета. Необходимость визуализации вызвана тем, что представление информации только в графической и численной форме требует от специалистов глубоких знаний сути процессов, происходящих во время движения машины.

Кроме того, анализ графической информации в больших объемах требует значительных затрат временных ресурсов. Визуализация процесса работы движителя во время расчета должна помочь специалистам, по крайней мере на начальном этапе проектирования, выявить неточности в задании исходных значений, а также существенные недостатки проектируемого движителя.

Для демонстрации работы движителя машины на экране ЭВМ следует ввести ряд дополнительных параметров, обеспечивающих представление графической информации. В первую очередь для рисования элементов движителя необходимо использование специальных «компонентов». В терминологии языков программирования компонентами называются поставляемые вместе со средой программирования библиотеки с визуальными элементами, обладающими определенными свойствами.

4.2 Методы определения высоты центра тяжести и угла стабилизации гусеничной машины

4.2.1 Определение высоты центра тяжести.

Современная теория подрессоривания гусеничных машин располагает аппаратом [94–98], который позволяет с большими или меньшими трудностями оценивать показатели плавности хода по заданным параметрам и характеристикам элементов подвески. Однако методы выбора оптимального соотношения параметров системы подрессоривания, особенно при нелинейных характеристиках подвесок, по заданным параметрам плавности хода и условиям движения находятся в стадии разработки и научного анализа. ГОСТ 27248–87 (ИСО 5005–77) рекомендует метод, основанный на вывешивании машины и определении опорных реакций.

В проектном расчете подвески машины выбор параметров жесткости подвески и сопротивления амортизаторов производится приближенно, их значения уточняются после расчетной оценки плавности хода теоретическими методами в заданных условиях или при ходовых испытаниях.

Аналогичная ситуация складывается при необходимости определения величин сжатия подвесок и угла стабилизации машины в ее статическом положении [91]. Как правило, эти величины ориентировочны и требуют последующего уточнения по результатам экспериментального взвешивания машины по ГОСТ 27922–88. Современные гусеничные машины нередко имеют разную жесткость для разных по расположению в движителе подвесок, что делается для улучшения показателей плавности хода машины. При использовании таких конструкций задача определения величин сжатия

подвесок и угла стабилизации машины еще более усложняется, т. к. данные системы относятся к статически неопределимым.

Современные системы автоматизированного проектирования, такие как AutoCad, SolidWorks, Компас, позволяют определить расположение центра тяжести машины на основании расчета массово-геометрических характеристик, но не предоставляют возможности определения вертикальной координаты центра тяжести с учетом величин сжатия подвесок.

Схема ГО изображена на рисунке 4.5 в частном случае, когда угол стабилизации машины равен нулю. Установка на трактор рабочего оборудования приводит к смещению центра тяжести машины и вызывает изменение угла стабилизации машины, что не учитывается многими авторами [99, 100]. При больших величинах этого угла может произойти вывешивание одного из колес и (или) максимальное сжатие подвески противоположных колес. Такая ситуация автоматически приводит к ухудшению качеств проходимости и плавности хода машины, увеличивает силы сопротивления перемещению, снижает силы тяги.

Метод, представленный далее, позволяет теоретически определить величины сжатия подвесок и угол стабилизации машины при известных геометрических координатах центра тяжести машины, геометрических размерах машины и характеристиках подвесок.

Для определения величин сжатия подвески и угла стабилизации машины, кроме геометрических размеров и расположения центра тяжести, необходимо знать характеристики подвески, которые, как правило, известны или могут быть заданы во время проектирования.

Параметры подвески представлены на рисунке 4.4. При расчете величин сжатия пружин в статическом состоянии необходимо определить усилия, возникающие в подвеске, при сжатии пружин от воздействия сил тяжести. Для каждой подвески, при использовании плоской модели, это усилие можно найти по зависимости

$$F_{II} = \frac{m_m g}{2n}, \quad (4.1)$$

где F_{II} – усилие в пружине подвески;

m_m – масса машины;

g – ускорение свободного падения;

n – количество опорных колес плоской модели машины.

Зная усилия в пружинах подвесок, можем определить величину их сжатия исходя из выражения

$$F_{II} = C_{II}(F_{ls} - F_{tl}). \quad (4.2)$$

Откуда усилие в текущем положении

$$F_{tl} = F_{ls} - \frac{F_{II}}{C_{II}}, \quad (4.3)$$

где F_{tl} – текущая длина пружины;

F_{ls} – длина пружины в свободном состоянии;

C_{II} – коэффициент жесткости подвески.

Учитывая, что $\sum_1^n F_n = \frac{m_m g}{2}$, можем определить высоту расположения

центра тяжести машины.

В случае разных величин удельной жесткости пружин разных подвесок на одной машине предлагается применить следующий метод. Условно вывесим машину, исключив из расчета ГО. Высоту центра тяжести машины, в соответствии с рисунком 4.6, определим по зависимости

$$Y_{CT} = Y1 + Y2 + F_{nl}. \quad (4.4)$$

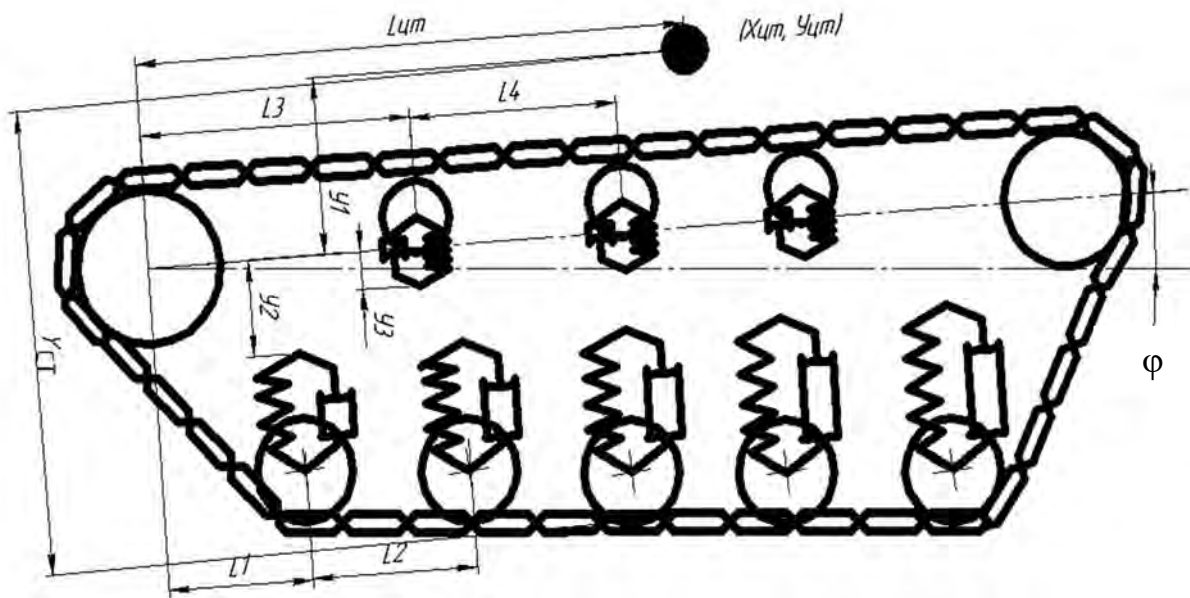


Рисунок 4.6 – Изображение машины с углом стабилизации, равным ϕ

Тогда все длины подвесок будут одинаковы и равны F_{nl} , т. е. ограничены величиной хода механизма подвески. В данном случае усилия от сжатия пружин являются внутренними, воспринимаются механизмом подвески и не действуют на раму машины и движитель. Несмотря на то, что присутствует начальное сжатие пружин, усилия от реакции опорной поверхности, воздействующие на раму машины, равны нулю.

Далее, на следующем шаге расчета (условно i -м), необходимо уменьшить (откорректировать) значение высоты центра тяжести машины с заранее выбранным шагом ΔY . Тогда

$$Y_{CT}^i = Y_{CT}^{i-1} - \Delta Y. \quad (4.5)$$

Учитывая, что величины Y_1 и Y_2 являются постоянными, можем определить новую величину параметра F_{il} и далее – усилие от сжатия пружин каждой подвески по зависимости (4.3). Усилие, воздействующее на раму машины, на каждом шаге расчета вычисляется по формуле

$$F_r = \sum_{j=1}^n F_n, \quad (4.6)$$

где n – количество подвесок.

На первом шаге корректировки высоты центра тяжести, как показывают практические расчеты, невозможно добиться равенства сил тяжести и реакции опорной поверхности, т. е. условие $m_m g = F_r$ не соблюдается.

В данном случае возможно несколько вариантов:

1) усилие $m_m g < F_r$. Тогда необходимо повторить действия, описанные ранее, с целью определения новой координаты центра тяжести машины по оси ординат и далее – суммарной реакции подвесок;

2) усилие $m_m g > F_r$. Тогда необходимо уменьшить шаг ΔY (практические расчеты показывают, что уменьшение шага в 2 раза дает хорошие результаты по времени и точности расчетов) и далее повторить действия по определению нового положения центра тяжести машины по оси ординат и суммарной реакции подвесок;

3) при минимальных значениях ΔY суммарные усилия в подвесках больше силы тяжести, т. е. в любом случае $F_r > m_m g$. Это означает, что настройка механизма подвески такова, что суммарные усилия от начального сжатия пружин в механизме больше силы тяжести и масса машины недостаточна для деформации пружин на минимальное значение. Данный

вариант может иметь место на промышленных тракторах, где расчетная скорость движения невелика и требования к плавности хода минимальны;

4) при максимальных значениях ΔY и минимальных значениях F_{il} суммарные усилия в подвесках меньше силы тяжести, т. е. всегда $F_r < m_{\text{мг}}$. На практике такая ситуация недопустима, т. к. возникновение любых усилий от микропрофиля опорной поверхности либо усилий от внешней нагрузки приведет к «пробою» подвески, следовательно, либо масса машины, либо параметры подвески заданы ошибочно, что действительно для всех машин, кроме промышленных тракторов, у которых такой случай является рабочим.

Вышеприведенная методика позволяет аналитически определить вертикальную координату центра тяжести машины и длины пружин подвесок, соответствующие этому положению, при различных величинах удельной жесткости пружин подвесок.

4.2.2 Определение угла стабилизации машины.

При любой конструкции машины практически недостижим случай, когда центр тяжести находится в геометрическом центре машины, следовательно, угол стабилизации машины всегда отличен от нуля (см. рисунок 4.6), за исключением варианта 3, описанного ранее. При возникновении этого случая расположение центра тяжести по оси ординат может значительно отличаться от геометрического и не привести к появлению угла стабилизации, отличного от нуля, из-за отсутствия сжатия пружин подвески.

Линией отсчета угла стабилизации является условная ось, проходящая через центр ведущего колеса и параллельная опорной поверхности. Данное допущение выбрано на основании того, что наиболее часто используются конструкции машины, где ведущее колесо жестко закреплено на раме машины и не имеет возможности перемещения относительно центра тяжести машины. Основным параметром, оказывающим существенное влияние на значение исследуемого угла, является величина $L_{цт}$, определяющая расположение центра тяжести машины.

Значение величины φ предлагается рассчитывать в последовательности, изложенной ранее. После вычисления величины, определяющей расположение центра тяжести по оси ординат, принимаем величину угла стабилизации равной нулю. Составляем уравнение моментов относительно центра тяжести. При рассмотрении механизма свечной подвески, считая, что механизм подвески не допускает появления относительного угла поворота подвесок относительно рамы машины, уравнение моментов в общем случае имеет вид:

$$\sum_{i=1}^n F_n (X_{\text{цт}} - L_{\text{цт}} + L1 + L_i i \cos(\varphi)) = 0, \quad (4.7)$$

где $X_{\text{цт}}$ – координата центра тяжести машины по оси абсцисс;

F_n – усилие подвесок опорных колес.

В случае отличия значения суммы моментов от нуля, необходимо изменить значение угла φ на принятую величину. Для определения направления изменения угла φ нужно несколько видоизменить уравнение моментов следующим образом:

$$M_1 = \sum_{i=1}^{n_{\text{см}}} F_n (X_{\text{цт}} - L_{\text{цт}} + L1 + L_i i \cos(|\varphi|)); \quad (4.8)$$

$$M_2 = \sum_{i=n_{\text{см}}+1}^n F_n (X_{\text{цт}} - L_{\text{цт}} + L1 + L_i i \cos(|\varphi|)), \quad (4.9)$$

где $n_{\text{см}}$ – количество опорных колес, шт., расположенных в зоне проекции величины $L_{\text{цт}}$ на ось абсцисс.

Следует учитывать, что величина $n_{\text{см}}$ может изменять свое значение, т. е. в зависимости от значения угла стабилизации одно из колес, как правило центральное, при нечетном количестве колес может находиться слева или справа от проекции центра тяжести на ось абсцисс.

Для выбора направления корректировки угла φ необходимо сравнить величины, полученные по зависимостям (4.8) и (4.9). Учитывая, что уравнения составлены так, что получаемые значения всегда больше нуля, направление изменения φ выбирается следующим образом:

$$\begin{cases} \text{если } M_1 > M_2, \text{ то } & \varphi = \varphi - \Delta\varphi; \\ \text{если } M_1 < M_2, \text{ то } & \varphi = \varphi + \Delta\varphi. \end{cases}$$

Для нахождения решения с заданной точностью необходимо определять количество изменений направления и при каждом изменении направления уменьшать значение $\Delta\varphi$.

На практике может возникнуть случай, когда уравнение (4.7) не соответствует действительности. Такое возможно, если исследуется

гусеничная машина с навесным рабочим оборудованием, особенно с оборудованием большой массы, например бульдозер с увеличенным отвалом.

Большие массы рабочего оборудования могут смещать центр тяжести машины от геометрического центра таким образом, что из-за деформации подвесок одно из крайних опорных колес может опираться на «отбойник» либо, при его отсутствии, на раму машины. В этом случае необходимо вместо уравнения (4.7) применять другое уравнение, составляемое относительно точки поворота, совпадающей с геометрической точкой крепления крайней подвески на раме машины:

$$\sum_{i=2}^n F_n L_i \cos(\varphi) - \frac{m_m g}{2} (L_{CT} - L1) \cos(\varphi) = 0. \quad (4.10)$$

По методике, изложенной ранее, необходимо определить величину и направление изменения угла φ .

В связи с тем, что изменение угла стабилизации изменяет величины реакций опоры в каждом колесе подвески, следует после нахождения угла стабилизации выполнить расчет по определению нового положения центра тяжести по оси ординат.

Несложно предположить, что при разработке программного обеспечения (ПО) с использованием вышеизложенных методик возникает ситуация «бесконечного цикла». Критерием выхода из цикла могут быть величины ΔY и $\Delta \varphi$. В ПО, разработанном на основании предлагаемой методики, в качестве критериев используются следующие величины:

$\Delta Y = 1E^{-5}$, что соответствует 0,1 мм;

$\Delta \varphi = 1E^{-6}$, что соответствует 0,01 рад или $\approx 0,5$ град.

В результате нахождения вертикальной координаты центра тяжести машины и величины угла стабилизации, с помощью предлагаемых аналитических методов, всем полям, используемым в анализируемой интегральной системе, присваиваются начальные значения. Таким образом, система, состоящая из рамы, подвесок и колес, находится в определенном (начальном) состоянии и готова к проведению дальнейших расчетов.

4.3 Последовательность построения гусеничного обвода

Одной из задач, требующих решения, является аналитическое построение гусеничного обвода (ГО) и определение начальных координат траков с учетом усилий взаимодействия соседних элементов гусеницы. Построение

ГО заключается в определении геометрических координат каждого трака и угла поворота трака вокруг собственной поперечной оси.

Построение ГО необходимо проводить после определения вертикального расположения центра тяжести машины и угла стабилизации, т. е. после определения величин сжатия опорных подвесок машины под действием сил тяжести и в зависимости от расположения центра тяжести по оси абсцисс. В общем случае динамическая модель гусеничной машины, в соответствии с рисунком 4.5, носит универсальный характер и охватывает практически все возможные конфигурации гусеничных машин, за исключением машин типа Caterpillar, где ведущее колесо значительно поднято над опорной поверхностью, вынесено вперед, а опорные колеса полностью опущены на грунт.

При рассмотрении плоской модели машины считаем, что поддерживающие колеса имеют возможность перемещения относительно рамы машины в направлении оси ординат локальной системы координат, соответствующей декартовой; считаем на этапе построения ГО, что центр тяжести машины расположен в геометрическом центре по оси абсцисс; опорная поверхность недеформируема, силы реакции микропрофиля отсутствуют; рассматривается подвеска опорных и поддерживающих колес свечного типа; угловые перемещения механизма подвески относительно рамы машины отсутствуют; трак представляет собой твердое тело с центром тяжести в геометрическом центре.

Перед построением ГО движитель представляет собой систему, изображенную на рисунке 4.7. Построение обвода начинаем с трака, расположенного под первым опорным колесом. Проекция центра трака на ось абсцисс совпадает с проекцией центра колеса.

При определении координат траков, огибающих последнее опорное колесо, находим угол поворота трака по методике, изложенной ранее, в соответствии со схемой, приведенной на рисунке 4.8.

Последовательно вычисляем координаты всех траков, лежащих на опорной поверхности. Во время построения ГО считаем, что сила тяжести ГО отсутствует, угол φ не равен нулю и центр шарнира предыдущего трака совпадает с центром шарнира последующего, т. е. $X_n^i = X_k^{i-1}$.

Вычисляем расстояние от центра анализируемого трака до центра колеса по зависимости

$$Lr = \sqrt{(X_c - X_k - X_n)^2 + (Y_c - Y_k - Y_n)^2}. \quad (4.11)$$

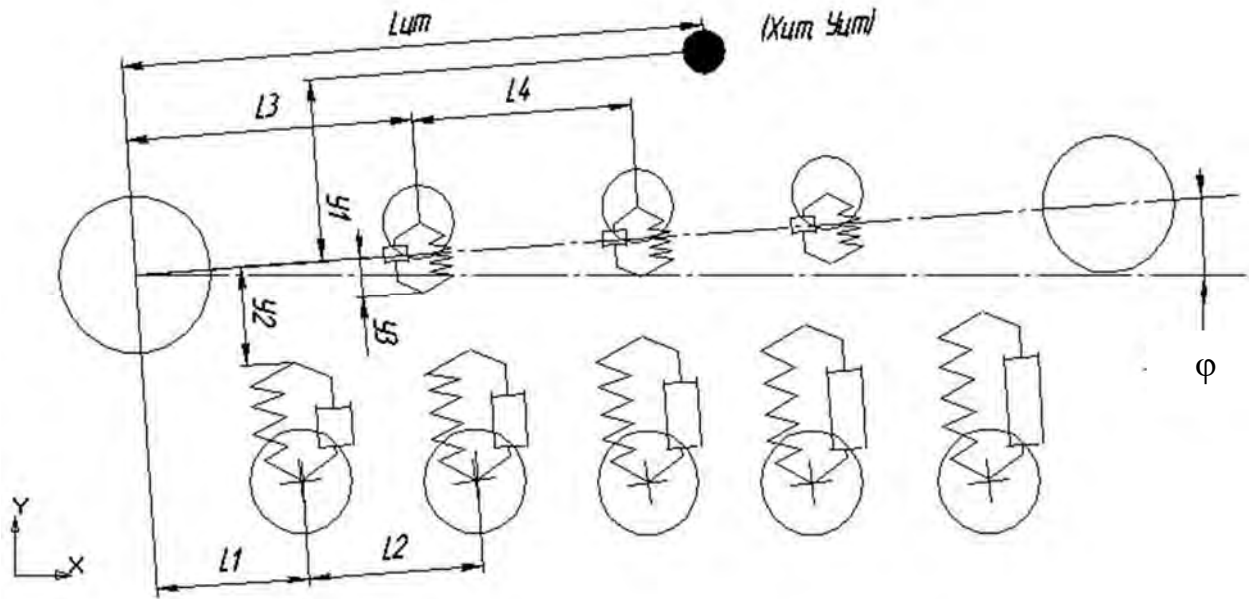
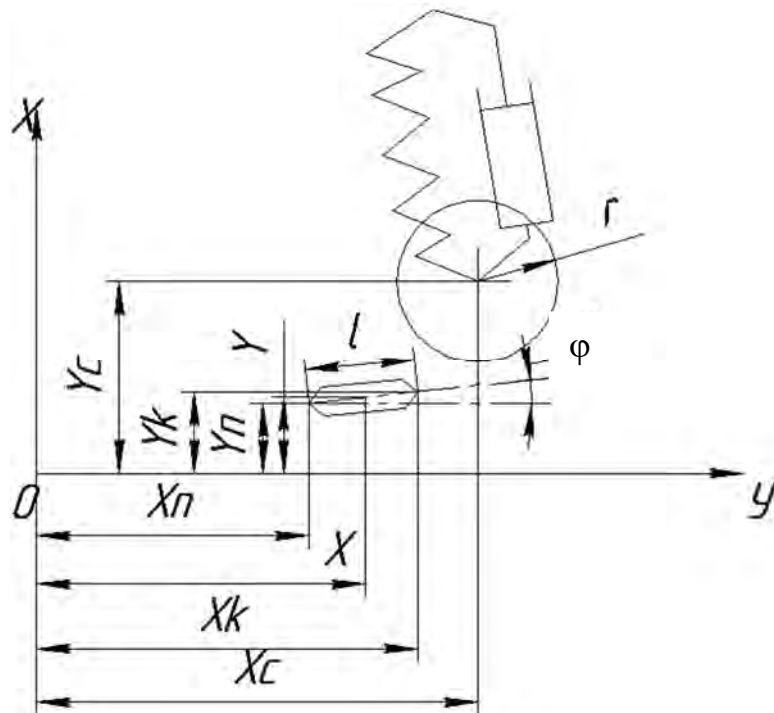


Рисунок 4.7 – Исходная модель для построения гусеничного обвода



Y_c – ордината центра колеса; Y_k – ордината конечной точки трака; Y_n – ордината начальной точки трака; Y – ордината центра трака; l – длина трака; ϕ – угол поворота трака; X_c – абсцисса центра колеса; X_k – абсцисса конечной точки трака; X – абсцисса центра трака; X_n – абсцисса начальной точки трака; r – радиус колеса

Рисунок 4.8 – Геометрические размеры траков и колес

Определяем разность проекций начала трака и центра колеса на ось ординат:

$$Y_{nc} = Y_n - Y_c.$$

Рассчитываем разность проекций начала трака и центра колеса на ось абсцисс:

$$X_{nc} = X_n - X_c.$$

Определяем разность проекций конца трака и начала трака на ось ординат:

$$Y_{kn} = Y_k - Y_n.$$

Вычисляем разность проекций конца трака и начала трака на ось абсцисс:

$$X_{kn} = X_k - X_n.$$

Рассчитываем угол поворота трака:

$$\varphi = \pi - \arcsin\left(\frac{r}{Lr}\right) + \operatorname{arctg}\left(\frac{\frac{Y_{nc}}{X_{nc}} - \frac{Y_{kn}}{X_{kn}}}{Lr + \frac{Y_{nc}Y_{kn}}{X_{nc}X_{kn}}}\right). \quad (4.12)$$

Учитывая, что зависимость (4.12) дает только значение острого угла для φ , необходимо использовать следующее условие:

$$\begin{cases} \varphi < \frac{\pi}{2}; \\ X_n < X_c \end{cases} \rightarrow \varphi = \varphi + \pi. \quad (4.13)$$

Далее вычисляем величину проекции конечной точки трака на ось ординат:

$$Y_k = Y_n + l \sin(\varphi),$$

а затем проверяем выполнение совокупности условий:

$$\begin{cases} \varphi < \pi; \\ X_n < X_c; \\ Y_k \geq Y_n \end{cases} \rightarrow \varphi = \varphi + \pi; \quad (4.14)$$

$$\begin{cases} \varphi > \pi; \\ Y_c > Y_n; \\ X_n < X_c; \\ X_k < X_c \end{cases} \rightarrow \varphi = \varphi + \pi; \quad (4.15)$$

$$\begin{cases} \varphi > \pi; \\ Y_c > Y_n; \\ X_n < X_c \end{cases} \rightarrow \varphi = \varphi - \pi. \quad (4.16)$$

Системы уравнений (4.13)–(4.16) охватывают расположение траков на всем ГО, являются универсальными для определения угла поворота трака при его нахождении в контакте с любым из колес.

Следующий этап – организация перехода к методу расчета расположения траков на передней провисающей ветви. Критерием этого перехода является отсутствие контакта трака с последним опорным колесом. Условие контакта трака предлагается определять на основании рисунка 4.9 по уравнениям

$$a = \sqrt{(X_c - X_k)^2 + (Y_c - Y_n)^2}; \quad (4.17)$$

$$b = \sqrt{(X_c - X_k)^2 + (Y_c - Y_n)^2}; \quad (4.18)$$

$$p = \frac{a + b + l}{2}, \quad (4.19)$$

где a, b – расстояния от центра колеса до начальной и конечной точек трака;
 p – полупериметр треугольника AO_cB .

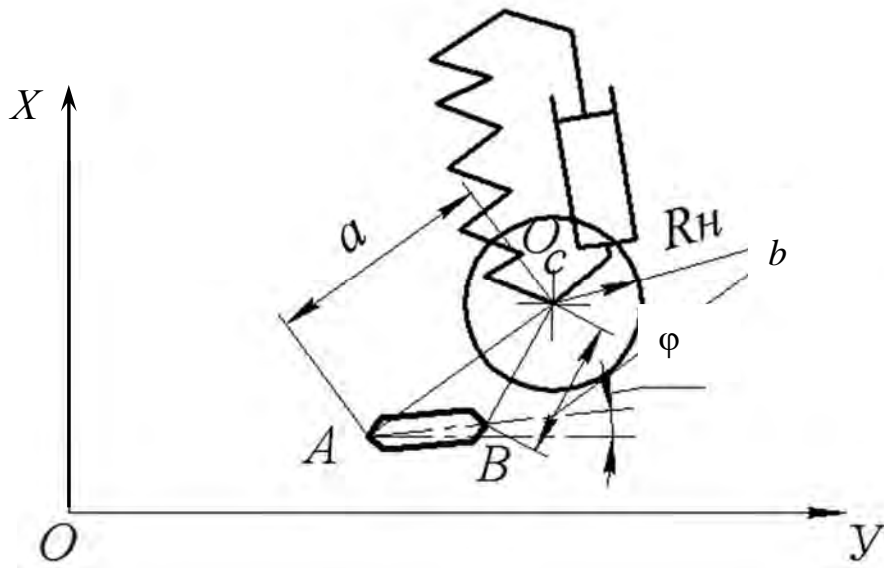


Рисунок 4.9 – Схема для определения положения трака

Тогда величину перпендикуляра, опущенного из центра колеса на прямую, соединяющую начало и конец трака, найдем по формуле

$$h_1 = \frac{1}{2} \sqrt{p(p-a)(p-b)(p-c)}. \quad (4.20)$$

В том случае, если $h_1 < R_H$ и трак не находится в контакте с колесом, необходимо определить угол между прямой, касательной к последнему опорному колесу и направляющему колесу, и осью абсцисс φ_k в соответствии с рисунком 4.10.

Определяем расстояние между центрами колес по оси абсцисс:

$$X = X_c^H - X_c^O \quad (4.21)$$

и по оси ординат:

$$Y = Y_c^H - Y_c^O. \quad (4.22)$$

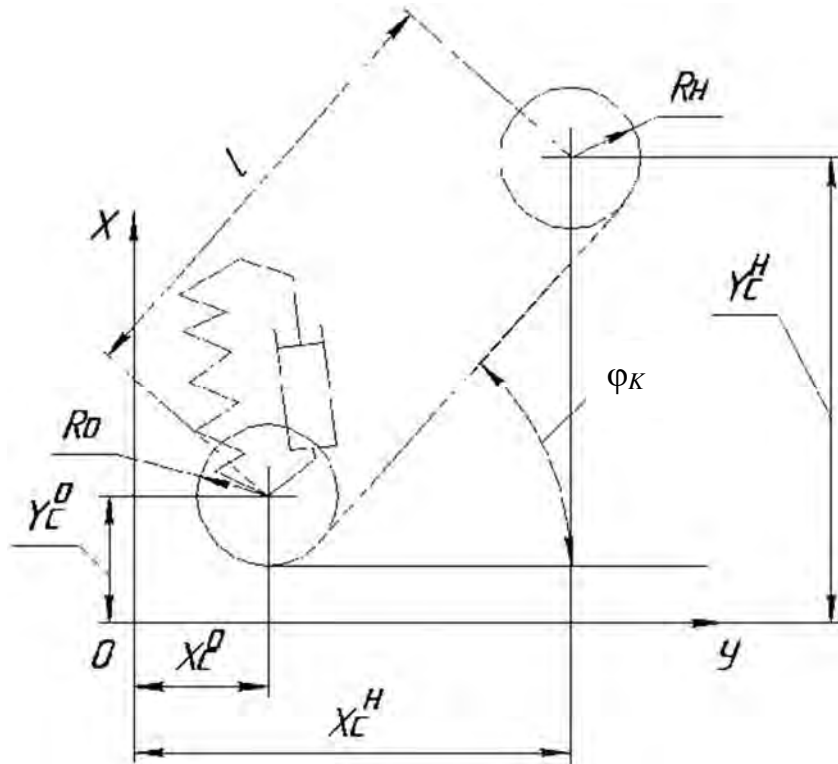


Рисунок 4.10 – Схема для определения угла наклона касательной между опорным и направляющим колесом

Находим кратчайшее расстояние между центрами колес:

$$l = \sqrt{X^2 + Y^2}. \quad (4.23)$$

Вычисляем угол наклона касательной при условии, что радиусы опорного и направляющего колес равны:

$$\varphi_K = \arcsin\left(\frac{Y}{l}\right). \quad (4.24)$$

В случае, когда радиусы колес не равны, вычисляем разницу радиусов:

$$\Delta r = |R_O - R_H|. \quad (4.25)$$

Тогда угол, возникающий в случае неравенства радиусов колес,

$$\Delta\varphi = \arcsin\left(\frac{\Delta r}{l}\right). \quad (4.26)$$

Суммарный угол наклона касательной находится из следующих условий:

– в случае, если $R_o > R_n$,

$$\varphi_K = \varphi_K + \Delta\varphi; \quad (4.27)$$

– в случае, если $R_o < R_n$,

$$\varphi_K = \varphi_K - \Delta\varphi. \quad (4.28)$$

Таким образом, все траки, находящиеся между последним опорным и направляющим колесом, имеют угол наклона, определенный по методике, изложенной ранее.

В процессе построения ГО на верхней (холостой) ветви, зная угол наклона ветви и, соответственно, угол поворота трака вокруг собственной оси, при соблюдении условий

$$\begin{cases} X_n^i = X_k^{i-1}; \\ Y_n^i = Y_k^{i-1}, \end{cases} \quad (4.29)$$

где X_n^i, Y_n^i – координаты точки, определяющей на плоскости положение начала текущего трака относительно предыдущего;

X_k^{i-1}, Y_k^{i-1} – координаты точки, определяющей положение на плоскости предыдущего трака,

находим координаты каждого трака, пока значение проекции начала текущего трака на ось абсцисс не станет больше значения проекции оси направляющего колеса на ту же ось. В этом случае осуществляем построение траков вокруг направляющего колеса в соответствии с методикой построения вокруг опорного колеса.

После завершения построения траков на направляющем колесе критерием является условие

$$\begin{cases} X^i < X_c; \\ Y^i > Y_c, \end{cases} \quad (4.30)$$

где X^i – координата центра текущего трака по оси абсцисс;

Y^i – координата центра трака по оси ординат;

X_c – координата центра направляющего колеса по оси абсцисс;

Y_c – координата центра направляющего колеса по оси ординат.

Следующим шагом является построение траков, находящихся на верхней ветви. Очевидно, что значения углов поворота траков вокруг собственной оси находятся близко к 180° . Величина отклонения от 180° определяется по методике, представленной в зависимостях (4.21)–(4.27). Определив новое значение угла наклона траков, вычисляем положение траков в соответствии с рисунком 4.5, где $X_n^i = X_k^{i-1}$ и $Y_n^i = Y_k^{i-1}$. Данное построение необходимо вести, одновременно проверяя условия (4.17) и (4.18). При анализе взаимного расположения трака и первого поддерживающего колеса, в том случае, когда h_i станет больше r , что означает, что очередной трак вступил в соприкосновение с последним поддерживающим колесом (см. рисунок 4.5), необходимо перейти к методике определения угла наклона трака по методике, изложенной в зависимостях (4.12)–(4.16). Дальнейшее построение расположения траков на верхней ветви ГО проводим, последовательно применяя предложенный алгоритм, до тех пор, пока не станет верно условие (4.30), где в качестве X_c и Y_c используется центр ведущего колеса.

Построение траков на тяговой ветви ведем аналогично принципу построения траков на провисающей ветви.

Рассмотренная последовательность действий позволяет построить ГО как для тихоходных, так и для быстроходных движителей. Представленные зависимости дают возможность построения для любого количества траков и колес (опорных и поддерживающих). Созданная таким образом имитационная модель движителя позволяет перейти к расчетам динамических параметров движителя при движении машины.

4.4 Математическая модель гусеничного движителя

Для решения поставленных задач необходимо разработать универсальную имитационную модель, позволяющую проводить исследования не только внешних показателей движителя, таких как тяговое усилие, удельное давление на грунт, но и внутренних параметров и характеристик, таких как ускорения колес, ускорения траков, усилий, возникающих при работе движителя в заданных условиях.

При составлении математической модели необходим учет динамических и кинематических свойств движителя, т. к. в каждый момент времени на опорную поверхность и колеса действуют разные траки. Кроме того, нужно учитывать и требования, предъявляемые к современному ПО, наиболее общими из которых являются экономичность, универсальность, точность,

возможность проведения оптимизации по заданным параметрам. Основой для составления имитационной модели выступают математическая и динамическая модели движителя, представляющие его в наиболее универсальном виде.

Динамическая модель движителя изображена на рисунке 4.5. В качестве допущения примем, что модель плоская, рама машины представляет собой недеформируемую конструкцию. Основными параметрами модели являются количество опорных и поддерживающих колес, расстояние между ними, расстояние от центра масс машины до ведущего и направляющего колес, а также до мест крепления подвесок к раме машины, размеры траков.

4.4.1 Динамические и математические модели трака.

Наиболее сложным элементом математической модели, с точки зрения разнообразия вариантов взаимодействия, является трак, т. к. в каждый момент времени на один и тот же трак могут воздействовать различные силы в зависимости от того, с какими элементами движителя трак взаимодействует.

Примем основные места положения траков в движителе: под опорным колесом, между опорными колесами, на верхней ветви, на поддерживающем колесе, на провисающей ветви (см. рисунок 4.5), на направляющем колесе, на ведущем колесе, на тяговой части ветви. Составим уравнения равновесия для траков в каждом отдельном случае.

На трак, расположенный между опорными колесами, в соответствии с рисунком 4.11 действуют силы тяжести mg , реакции микропрофиля дороги R_q , горизонтальная составляющая силы взаимодействия с последующим траком F_x^{i+1} , горизонтальная составляющая силы взаимодействия с предыдущим траком F_x^{i-1} , вертикальная составляющая силы взаимодействия с последующим траком F_y^{i+1} , вертикальная составляющая силы взаимодействия с предыдущим траком F_y^{i-1} . Количество степеней свободы для трака в данном случае равно трем, состояние трака описывается следующими уравнениями:

$$\frac{dv_{mpk}^x}{dt} = \frac{F_x^{i+1} - F_x^{i-1}}{m_{mpk}}; \quad (4.31)$$

$$\frac{dv_{mpk}^y}{dt} = \frac{F_y^{i+1} + F_y^{i-1} - m_{mpk}g}{m_{mpk}}; \quad (4.32)$$

$$\frac{d\omega_{mpk}}{dt} = \left(F_y^{i+1} \sin(\alpha) \frac{L_{mpk}}{2} - F_y^{i-1} \sin(\alpha) \frac{L_{mpk}}{2} - F_x^{i+1} \cos(\alpha) \frac{h_{mpk}}{2} + F_x^{i-1} \cos(\alpha) \frac{h_{mpk}}{2} \right) / J_{mpk}, \quad (4.33)$$

где α – текущий угол наклона трака к направлению отсчета углов.

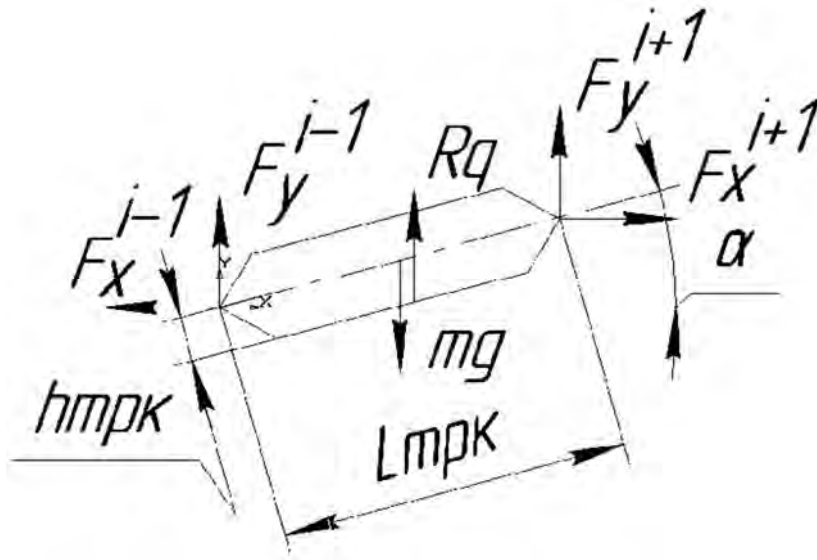


Рисунок 4.11 – Динамическая модель трака, расположенного между опорными колесами

Силы

$$F_x = C_{mpk} (X_n^{i+1} - X_k^i) - r_{mpk} \left(\frac{dX_{mpk}^i}{dt} - \frac{dX_{mpk}^{i+1}}{dt} \right); \quad (4.34)$$

$$F_y = C_{mpk} (Y_n^{i+1} - Y_k^i) - r_{mpk} \left(\frac{dY_{mpk}^i}{dt} - \frac{dY_{mpk}^{i+1}}{dt} \right), \quad (4.35)$$

где X_n^{i+1} , Y_n^{i+1} – величины, определяются в соответствии с рисунком 4.3;

C_{mpk} – приведенная удельная жесткость шарниров соседних траков;

r_{mpk} – приведенный коэффициент диссипативных сил шарниров соседних траков.

Аналогично составим уравнения равновесия (для трака, расположенного под опорным колесом (рисунок 4.12)):

$$\frac{dv_{mpk}^x}{dt} = \frac{F_x^{i+1} - F_x^{i-1}}{m_{mpk}}; \quad (4.36)$$

$$\frac{d v_{mpk}^y}{dt} = \frac{F_y^{i+1} + F_y^{i-1} - m_{mpk}g + R_q - R_k \cos(\alpha)}{m_{mpk}}; \quad (4.37)$$

$$\frac{d\omega_{mpk}}{dt} = \left(F_y^{i+1} \sin(\alpha) \frac{L_{mpk}}{2} - F_y^{i-1} \sin(\alpha) \frac{L_{mpk}}{2} - F_x^{i+1} \cos(\alpha) \frac{h_{mpk}}{2} + F_x^{i-1} \cos(\alpha) \frac{h_{mpk}}{2} - R_k \Delta L \right) / J_{mpk}, \quad (4.38)$$

где R_k – усилие от взаимодействия между траком и колесом;

ΔL – текущее расстояние от центра трака до точки взаимодействия между траком и колесом.

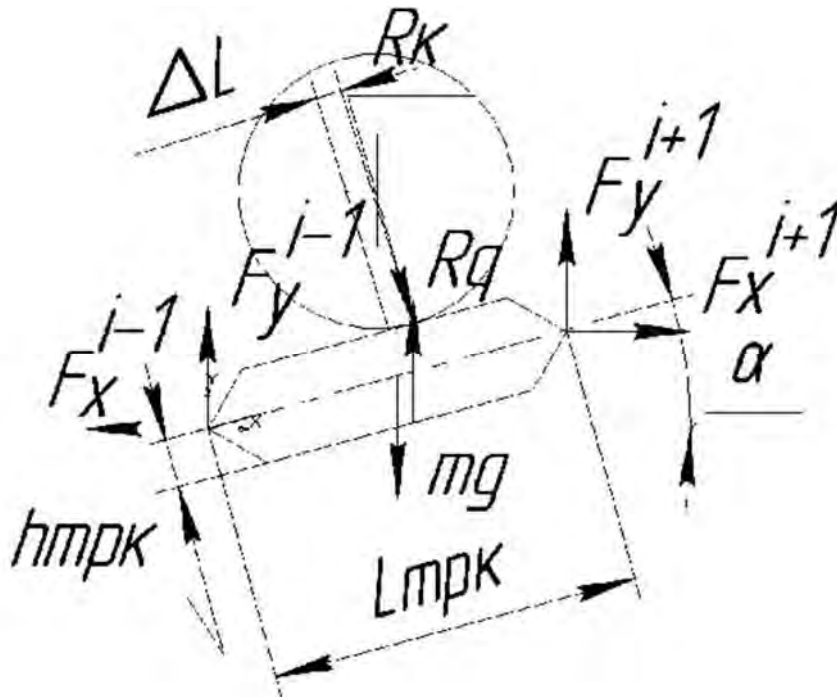


Рисунок 4.12 – Динамическая модель трака, расположенного под опорным колесом

Принимая допущения, что движитель взаимодействует с опорной поверхностью, которая является упругодеформируемой, силу R_k можно определить на основании теории упругости как

$$R_k = C_{mn}\Delta Y,$$

где C_{mn} – приведенная величина жесткости трака и опорной поверхности;
 ΔY – величина погружения трака в опорную поверхность.

В случае, когда трак не касается опорной поверхности, величина реакции равна нулю.

Динамическая модель для составления модели трака, расположенного на провисающей ветви ГО (см. рисунок 4.5), изображена на рисунке 4.13, а математическая модель представляет собой следующие уравнения:

$$\frac{dv_{mpk}^x}{dt} = \frac{F_x^{i+1} + F_x^{i-1}}{m_{mpk}}; \quad (4.39)$$

$$\frac{dv_{mpk}^y}{dt} = \frac{F_y^{i+1} + F_y^{i-1} - m_{mpk}g}{m_{mpk}}; \quad (4.40)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_{mpk}}{dt} = & \left(F_y^{i+1} \sin(\alpha) \frac{L_{mpk}}{2} - F_y^{i-1} \sin(\alpha) \frac{L_{mpk}}{2} - \right. \\ & \left. - F_x^{i+1} \cos(\alpha) \frac{h_{mpk}}{2} + F_x^{i-1} \sin(\alpha) \frac{h_{mpk}}{2} \right) / J_{mpk}. \end{aligned} \quad (4.41)$$

Для траков, расположенных на верхней ветви, на поддерживающем колесе, на ведущем колесе, на тяговой ветви (см. рисунок 4.5), уравнения составляются аналогичным образом.

В результате каждому расположению трака соответствует система уравнений, учитывающая их место в ГО. Таким образом, математическая модель траков имеет переменную структуру.

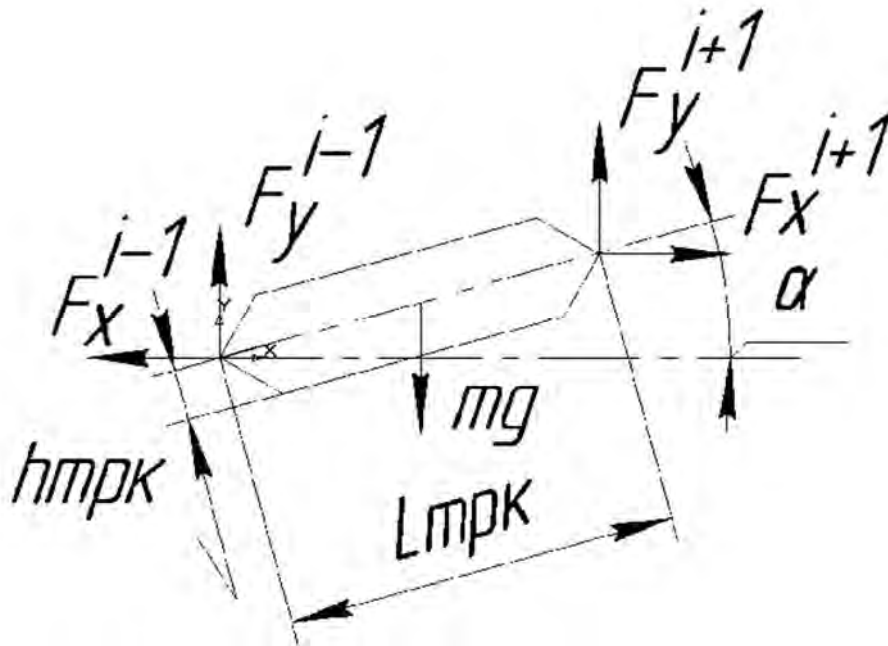


Рисунок 4.13 – Динамическая модель трака, расположенного на провисающей ветви гусеничного обвода

4.4.2 Динамические и математические модели колес.

Для опорного колеса динамическая модель представлена на рисунке 4.14.

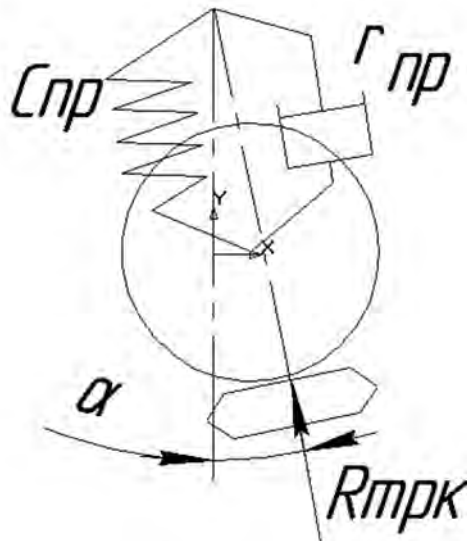


Рисунок 4.14 – Подвеска опорных колес

Для удобства определения геометрических параметров подвески в данном случае предлагается перейти от декартовой системы координат с началом отсчета в левом нижнем углу к локальной декартовой системе координат с центром в центре тяжести машины и направлением оси ординат,

совпадающим с направлением горизонтальной оси машины. В соответствии с принятыми допущениями необходимо составить одно уравнение:

$$\frac{dv_k}{dt} = \frac{C_{np}\Delta L_{np} - R_{mpk} - m_k g}{m_k}, \quad (4.42)$$

где m_k – масса колеса;

C_{np} – жесткость пружины;

ΔL_{np} – относительное перемещение пружины;

R_{mpk} – усилие от взаимодействия колеса и трака,

$$R_{mpk} = C_k \Delta L - r_k \left(\frac{dY_k}{dt} - \frac{dY_{mpk}}{dt} \right);$$

C_k – приведенная жесткость колеса и трака;

ΔL – величина, определяющая взаимное перекрытие при контакте колеса и трака;

r_k – коэффициент диссипативных сил между колесом и траком.

Аналогично составлены расчетные модели для верхних колес машины.

Зная, что подвеска имеет механизм, который обеспечивает ограничение хода, возможны три положения данного механизма:

1) пружина подвески полностью растянута. В этом случае усилие, воспринимаемое рамой машины, равно нулю;

2) пружина подвески полностью сжата. В этом случае усилие, действующее на раму, максимально;

3) пружина подвески находится в среднем положении. В этом случае сила, действующая на раму, определяется на основании уравнения (4.42).

Для машины в целом уравнение, определяющее ускорение машины по оси ординат, будет иметь следующий вид:

$$\frac{dv^y}{dt} = \frac{\sum F_{np} - m_m g / 2}{m}, \quad (4.43)$$

где $\sum F_{np}$ – сумма сил во всех опорных подвесках,

$$\sum F_{np} = C_{np}(L_{nl} - L_t);$$

C_{np} – величина жесткости пружины;

L_{nl} – начальная длина пружины, определяемая конструкцией механизма подвески;

L_t – текущая длина пружины.

Уравнение, определяющее угол поворота машины относительно центра тяжести (ЦТ), имеет вид:

$$J_m \frac{d\omega}{dt} = \sum (F_{np} (L_i i - L_{cm})), \quad (4.44)$$

где $L_i = L_{1i}$ (i – номер соответствующего колеса).

Могут возникнуть случаи, когда машина опирается на заднее либо переднее опорное колесо. Когда машина опирается на заднее опорное колесо (см. рисунок 4.5), слева уравнение, определяющее угол поворота машины, приобретает следующий вид:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\sum (F_{np} (L_i - L_1 - L_{cm})) - mgL_{cm}}{J_m}, \quad (4.45)$$

где i – количество колес, изменяется от двух до максимального.

Для моделирования направляющего колеса, оснащенного механизмом натяжения, используется динамическая модель, представленная на рисунке 4.15.

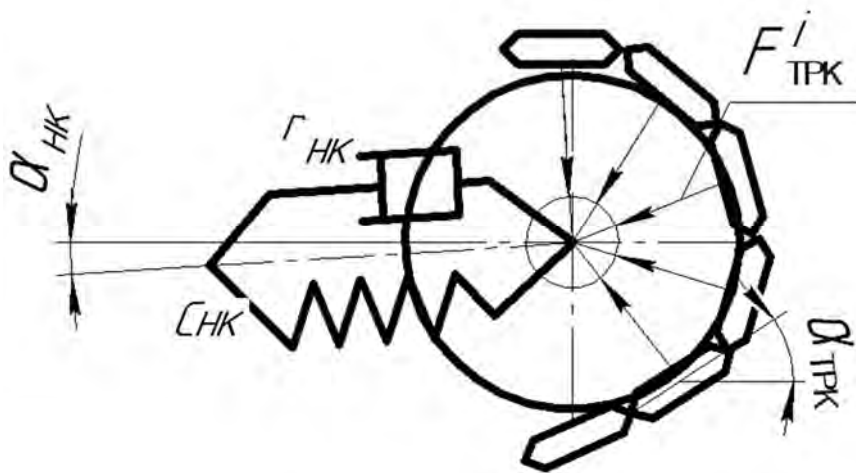


Рисунок 4.15 – Динамическая модель направляющего колеса

В локальной системе координат с центром в центре тяжести машины направляющее колесо может совершать только одно движение – вдоль механизма натяжения.

Силы, действующие на направляющее колесо, определяются на основании уравнения

$$\frac{dv_{нк}}{dt} = C_{нк} \Delta L_{нк} - r_{нк} v_{нк} - \sum_i F_{ТПК}^i \frac{\cos(\alpha_{ТПК})}{\sin(\alpha_{нк})} - \frac{m_{нк} g}{\sin(\alpha_{нк})}, \quad (4.46)$$

где $v_{нк}$ – относительная скорость направляющего колеса;

$C_{нк}$ – коэффициент жесткости механизма натяжения;

$\Delta L_{нк}$ – величина деформации пружины механизма натяжения;

$r_{нк}$ – коэффициент демпфирования механизма натяжения;

$F_{ТПК}^i$ – нормальные силы, действующие между траком и колесом;

$\alpha_{нк}$ – угол наклона механизма натяжения в локальной системе координат.

4.4.3 Модель взаимодействия трака с грунтом.

Силы, возникающие при взаимодействии трака с грунтом, определяются на основании рисунка 4.16.

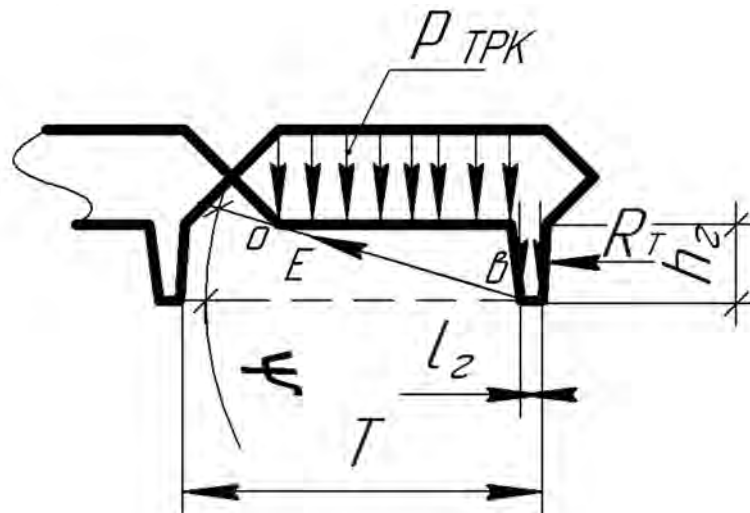


Рисунок 4.16 – Расчетная схема взаимодействия трака с грунтом

Величину силы, возникающей при касательном взаимодействии трака с грунтом, можно найти по формуле

$$R_T = B(T - l_2)(c + P_{TPK} \operatorname{tg}(\rho)) + 2S_2(c + \xi P_{TPK} \operatorname{tg}(\rho)), \quad (4.47)$$

где B – ширина трака;

T – шаг грунтозацепов;

l_2 – длина вершины грунтозацепа;

P_{TPK} – нормальное давление, действующее со стороны опорной поверхности трака;

ρ – угол внутреннего трения грунта;

S_2 – площадь торцевой поверхности фрагмента грунта, зажато между грунтозацепами;

c – удельное сцепление грунта;

ξ – коэффициент бокового давления.

Силу, действующую на трак, с учетом трения вершины грунтозацепа о грунт можно получить по формуле

$$R_T^o = R_T + P_2 l_2 B \operatorname{tg}(\omega), \quad (4.48)$$

где P_2 – нормальное давление, действующее на грунт со стороны вершины грунтозацепа;

ω – угол внешнего трения грунта.

При больших значениях силы тяги, приложенных к траку, может произойти сдвиг грунта, расположенного между грунтозацепами. В этом случае образуется площадка сдвига, расположенная под углом ψ в соответствии с рисунком 4.16. Величина силы E , действующей вдоль этой площадки, может быть определена по формуле

$$E = \frac{R_T - C_{os} \cos(\psi)}{\sin(\rho + \psi)}, \quad (4.49)$$

где C_{os} – сила сцепления по площадке os , расположенной под углом ψ .

В этом случае величину силы, действующей на трак со стороны грунта, можно найти по формуле

$$R_T^o = R_T + P_2 l_2 B \operatorname{tg}(\omega) + E. \quad (4.50)$$

Для определения перемещения машины вдоль оси X возможно использование нескольких уравнений. Это связано с тем, что в процессе

трогания машины с места и в процессе движения из-за возникновения вертикальных колебаний машины давление траков на опорную поверхность изменяется в достаточно широких пределах. В результате изменяется коэффициент сцепления движителя с опорной поверхностью. Кроме того, величина момента сопротивления, который преодолевается ведущим колесом, также колеблется, следовательно, угловая скорость ведущего колеса изменяется постоянно. Таким образом, можно воспользоваться уравнением

$$\frac{dv^x}{dt} = \frac{M_{вк} - \sum F_{ок}^{сопр}}{m}, \quad (4.51)$$

где $M_{вк}$ – момент на ведущем колесе;

$r_{вк}$ – радиус ведущего колеса;

$F_{ок}^{сопр}$ – сила сопротивления перемещению на опорном колесе.

Если величина $\frac{M_{вк}}{r_{вк}}$ больше, чем сумма сил, действующих на опорные

траки со стороны грунта, т. е. если возникает процесс буксования, тогда ускорения машины вдоль оси X необходимо определять по уравнению

$$\frac{dv^x}{dt} = \frac{\sum R_T^o - \sum F_{ок}^{сопр}}{m}. \quad (4.52)$$

4.5 Кодировка траков в имитационной модели гусеничного движителя

Осуществляется применение алгоритма, с помощью которого определяются усилия взаимодействия траков, колес и опорной поверхности в зависимости от их взаимного расположения в текущий момент времени.

Основой для составления данного алгоритма является кодировка траков в зависимости от их расположения в движителе в каждый момент времени.

Значение кода подчиняется следующей классификации расположения траков: "ds" – на опорной ветви между колесами; "dv" – под опорным колесом; "ts" – на правой наклонной ветви; "rv" – на направляющем колесе; "us" – на верхней ветви; "uv" – над верхним колесом; "lv" – на ведущем колесе; "ls" – на левой наклонной ветви.

Буквенные значения кодов выбраны условно и не имеют принципиальной смысловой направленности.

Кодировка траков производится после определения высоты расположения центра тяжести машины, угла стабилизации машины в зависимости от расположения центра тяжести по направлению вдоль оси абсцисс, построения ГО и нумерации траков.

При проведении нумерации отсчет ведется от трака, расположенного под первым опорным колесом в положительном направлении оси абсцисс, и далее – против часовой стрелки. Номера траков сохраняются в исходных данных на весь сеанс расчета.

Кодировка трака производится исходя из того, что первый трак расположен под первым опорным колесом машины, входит в соприкосновение с этим колесом и имеет код "dv". В дальнейшем код трака определяется в соответствии с рисунком 4.17 на основании следующих зависимостей:

$$b = \sqrt{(X_c - X_n)^2 + (Y_c - Y_n)^2}; \quad (4.53)$$

$$a = \sqrt{(X_c - X_k)^2 + (Y_c - Y_k)^2}; \quad (4.54)$$

$$p = \frac{a + b + l}{2}, \quad (4.55)$$

где l – ширина трака;

p – полупериметр.

При условии

$$\begin{cases} p(p-a)(p-b)(p-c) > 0; \\ b \leq 2(r+l); \\ a \leq 2(r+l) \end{cases} \rightarrow h_l = \frac{2}{l} \sqrt{p(p-a)(p-b)(p-l)}, \quad (4.56)$$

иначе $h_l = 0$.

Дальнейшее определение кода трака производится с использованием алгоритма, предназначенного для случая соприкосновения трака и колеса.

Перед началом расчета логической переменной, содержащей данные о соприкосновении трака с колесом, присваивается значение *false* (ложь).

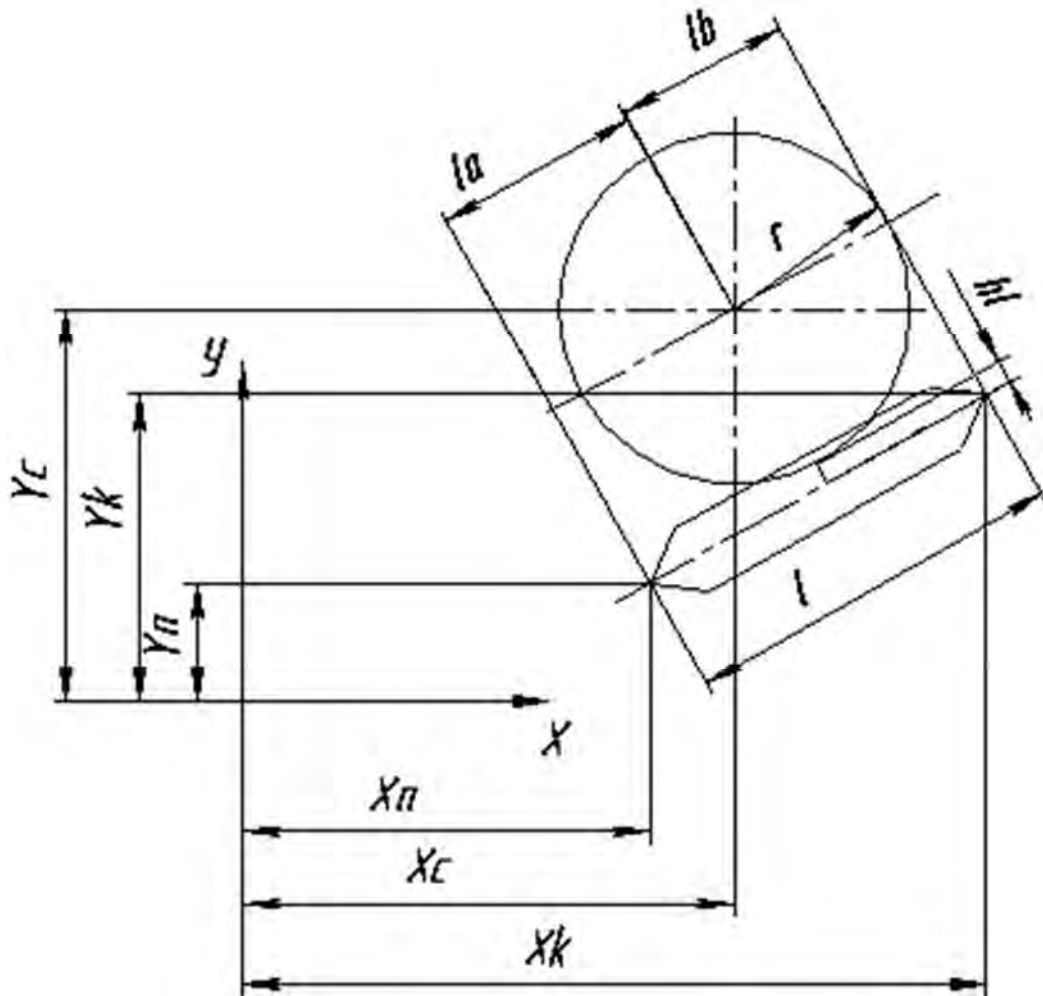


Рисунок 4.17 – Геометрическая схема для определения кода траков

Определяем размеры la и lb :

$$la = \sqrt{b^2 - hl^2} ;$$

$$lb = \sqrt{a^2 - hl^2} .$$

При любом из условий $a > r$, $b > r$, $la > l$, $lb > l$ логическая переменная принимает значение *true* (истина), а $dl = r - h_1$, где dl – величина, определяющая «перекрытие» трака и колеса. С помощью величины dl в дальнейшем определяется усилие от взаимодействия трака с соответствующим колесом на основе уравнений теории упругости.

После присвоения соответствующего значения логической переменной можно определить значение кода трака в зависимости от его места расположения в ГО. Для этого в каждый момент времени необходимо определять, с каким именно колесом может войти в соприкосновение трак.

Таким образом, принимаем следующие варианты:

– если трак имеет код "ds" или "dv", он может войти в соприкосновение только с опорными колесами и необходимо выбрать именно то колесо, с которым может войти в соприкосновение трак. Как только проекция центра трака на ось абсцисс сместится за проекцию центра j -го колеса, на следующем шаге расчета следует проводить сравнение для этого трака с проекцией центра $j + 1$ колеса для опорной ветви и $j - 1$ колеса для поддерживающей ветви;

– в случае, когда значение проекции центра трака на ось абсцисс больше значения проекции центра последнего колеса на ту же ось, траку присваивается код "rs";

– если трак имеет код "rs", тогда сравнение необходимо проводить с направляющим колесом. В этом случае метод присвоения кода траку используется только при условии, когда проекция центра трака на ось абсцисс больше проекции центра направляющего колеса на ту же ось. При условии соприкосновения трака с направляющим колесом траку присваивается код "rv"; в остальных случаях – код "rs";

– трак имеет код "rv". В этом случае на каждом шаге расчета необходимо определять условие соприкосновения трака и колеса. Когда трак не входит в соприкосновение с колесом и выполняется условие $X_{трк} < X_n^c$ и $Y_{трк} > Y_n^c$, где $X_{трк}$, $Y_{трк}$ – проекции центра трака на оси абсцисс и ординат соответственно; X_n^c , Y_n^c – проекции центра направляющего колеса на оси абсцисс и ординат соответственно, траку присваивается код "us", т. е. трак расположен на верхней ветви ГО, и на следующем шаге расчета необходимо проводить сравнение с последним поддерживающим колесом;

– в случае нахождения трака в «зоне» поддерживающего колеса, т. е. проекция центра трака на ось абсцисс больше проекции $X_c + r$ поддерживающего колеса на ось абсцисс и меньше проекции $X_c - r$ на ось абсцисс, необходимо производить анализ возможности соприкосновения трака с колесом. Если этот анализ дает результат «истина», тогда траку присваивается код "uv". В данном случае X_c – координата центра поддерживающего колеса; r – радиус поддерживающего колеса;

– в случае, когда трак имеет код "us" и проекция его центра на ось абсцисс меньше проекции центра первого поддерживающего колеса на ту же ось, необходимо произвести анализ возможности взаимодействия с ведущим колесом. В том случае, когда трак взаимодействует с ведущим колесом, траку присваивается код "lv";

– если трак имеет код "lv", на следующем шаге проводится сравнение проекции центра трака на ось ординат. Если это значение меньше проекции центра колеса на ту же ось, а анализ соприкосновения трака и колеса дает результат «ложь», тогда траку присваивается код "ls".

Процесс кодировки траков осуществляется с использованием циклического алгоритма, начиная от трака с номером "1" в направлении возрастания номеров траков.

При имитации движения траки перемещаются относительно центра масс машины. Таким образом, первый трак может занимать любое место в пределах ГО. В связи с этим производится анализ номеров траков для определения последнего, и при наступлении данного случая осуществляется переход на первый трак.

В разработанном на основании предложенной методики ПО предусматривается возможность визуального анализа с помощью вывода на экран в графической форме значений кодов траков в каждый момент времени в соответствии с рисунком 4.18. На данном рисунке кодировка траков выполнена для каждого нечетного трака с целью исключения наложения изображений кодов и удобства анализа.

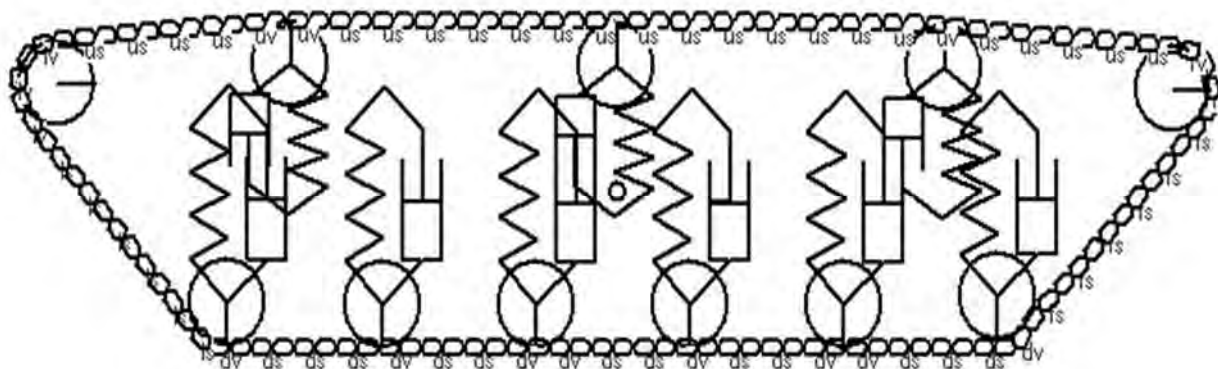


Рисунок 4.18 – Фрагмент работы программного обеспечения с визуализацией гусеничного движителя с кодировкой траков

Силы, возникающие при соприкосновения траков и колес, могут быть представлены в графической и численной форме – по желанию пользователя.

Соответствие моделей и исходных данных виртуального ГД реальным значениям определялось на основании сравнения силы тяги по сцеплению, вычисленной по общепринятой зависимости

$$F_m = \varphi_{cy} G_{cy},$$

где $\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления;

$G_{сц}$ – сцепной вес машины,

и силы тяги по сцеплению, полученной в результате проведения численного эксперимента на имитационной модели и вычисляемой по зависимости

$$F_m = \varphi_{сц} \sum C_{трк}^i \Delta Y_{трк}^i ,$$

где $C_{трк}^i$ – коэффициент жесткости трака по оси ординат;

$\Delta Y_{трк}^i$ – величина упругой деформации трака.

Основным достоинством разработанной методики является представление в виде имитационной модели ГД как системы, состоящей из подвесок опорных, поддерживающих, направляющего и ведущего колес. ГО представлен в виде набора траков, в отличие от методов моделирования, где он упрощен и рассматривается как абсолютно гибкая нить.

Разработанное на базе этой методики программное приложение позволяет рассчитывать силы, возникающие при взаимодействии траков и колес при различных режимах движения, что дает возможность определять наиболее нагруженные элементы гусеницы, средние, минимальные и максимальные значения сил.

4.6 Определение скоростей траков при движении машины

Решая систему уравнений (4.11)–(4.16) относительно локальной системы координат с началом в центре тяжести машины, получим усилия, воздействующие на траки, колеса, подвески и корпус машины, ускорения, скорости и перемещения анализируемых элементов в той же системе координат. Для вычисления скоростей и перемещений элементов в глобальной системе координат необходимо найти сумму скоростей в локальной системе координат и скоростей, определяемых движением центра тяжести машины. Эти скорости предлагается определять как произведение угловой скорости ведущего колеса на радиус данного колеса с учетом угла поворота траков вокруг собственной оси, когда они располагаются на опорной ветви, тяговой ветви, провисающей ветви, холостой ветви.

После проведения интегрирования для уравнений, описывающих случаи взаимодействия траков с любым из элементов ГО и (или) с опорной поверхностью, получим скорости траков в соответствующем направлении. Затем необходимо определить суммарную скорость траков в глобальной

системе координат. Для случая расположения трака на тяговой ветви (между первым опорным и ведущим колесом) в соответствии с рисунком 4.19

$$\frac{dX_{mpk}^i}{dt} = \frac{dX_{mpk}^i}{dt} + \frac{d\varphi_{вк}}{dt} r_{вк} \cos(\varphi_{хв}); \quad (4.57)$$

$$\frac{dY_{mpk}^i}{dt} = \frac{dY_{mpk}^i}{dt} + \frac{d\varphi_{вк}}{dt} r_{вк} \sin(\varphi_{хв}), \quad (4.58)$$

где $\varphi_{вк}$ – угловое перемещение ведущего колеса;

$r_{вк}$ – радиус ведущего колеса;

$\varphi_{хв}$ – угол наклона холостой ветви,

$$\varphi_{хв} = \arcsin\left(\frac{X}{L}\right).$$

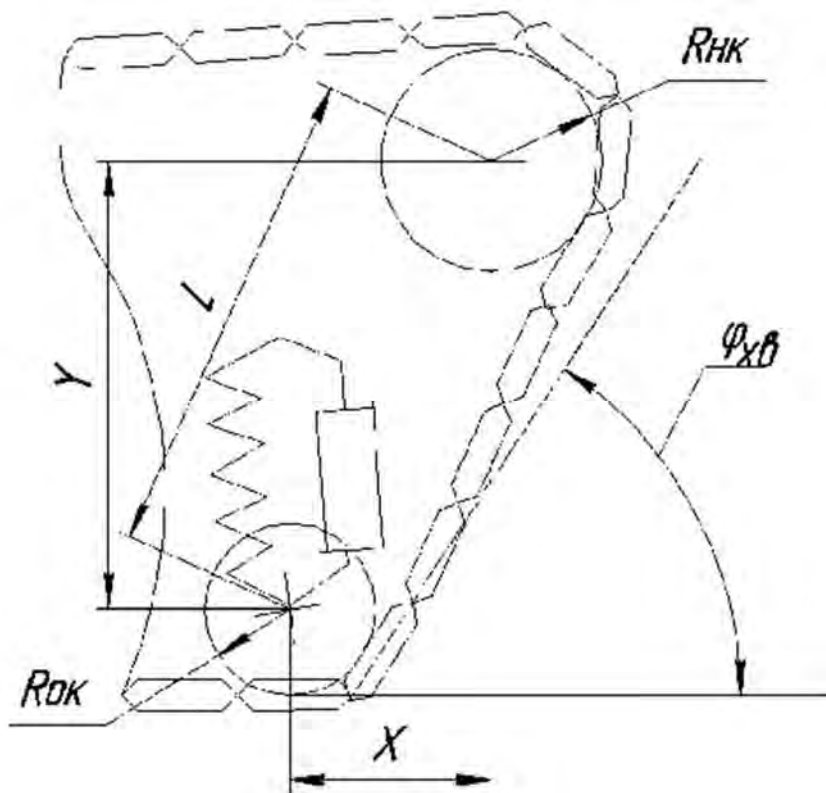


Рисунок 4.19 – Схема для определения направления скоростей траков на холостой ветви

Если $r_{HK} > r_{OK}$, тогда

$$\varphi_{xв} = \varphi_{xв} - \arcsin\left(\frac{r_{HK} - r_{OK}}{L}\right),$$

иначе

$$\varphi_{xв} = \varphi_{xв} + \arcsin\left(\frac{r_{HK} - r_{OK}}{L}\right),$$

где r_{HK} – радиус направляющего колеса;

r_{OK} – радиус опорного колеса.

Проведя пошаговое интегрирование полученных скоростей, имеем значения перемещений траков на плоскости после каждого шага интегрирования.

Фрагмент работы ПО представлен на рисунке 4.20.

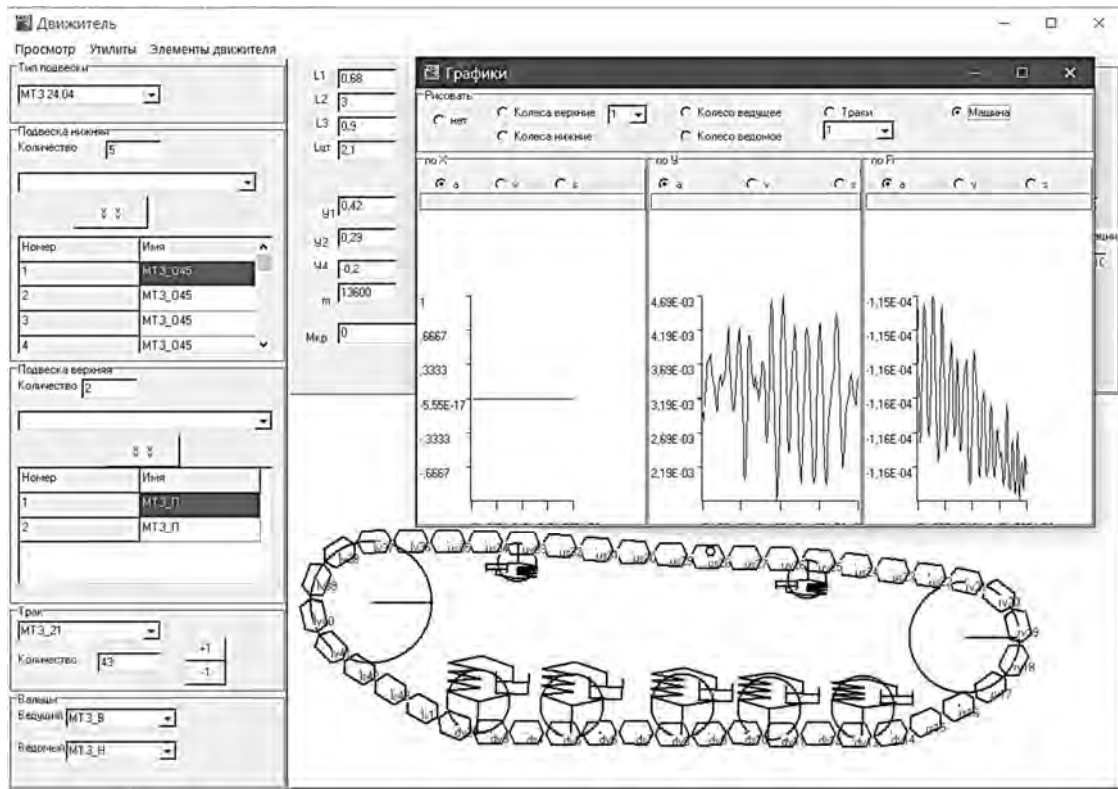


Рисунок 4.20 – Фрагмент работы ПО при моделировании движителя

Фрагмент работы ПО гусеничного движителя, объединенного с моделью машины в целом, приведен на рисунке 4.21.

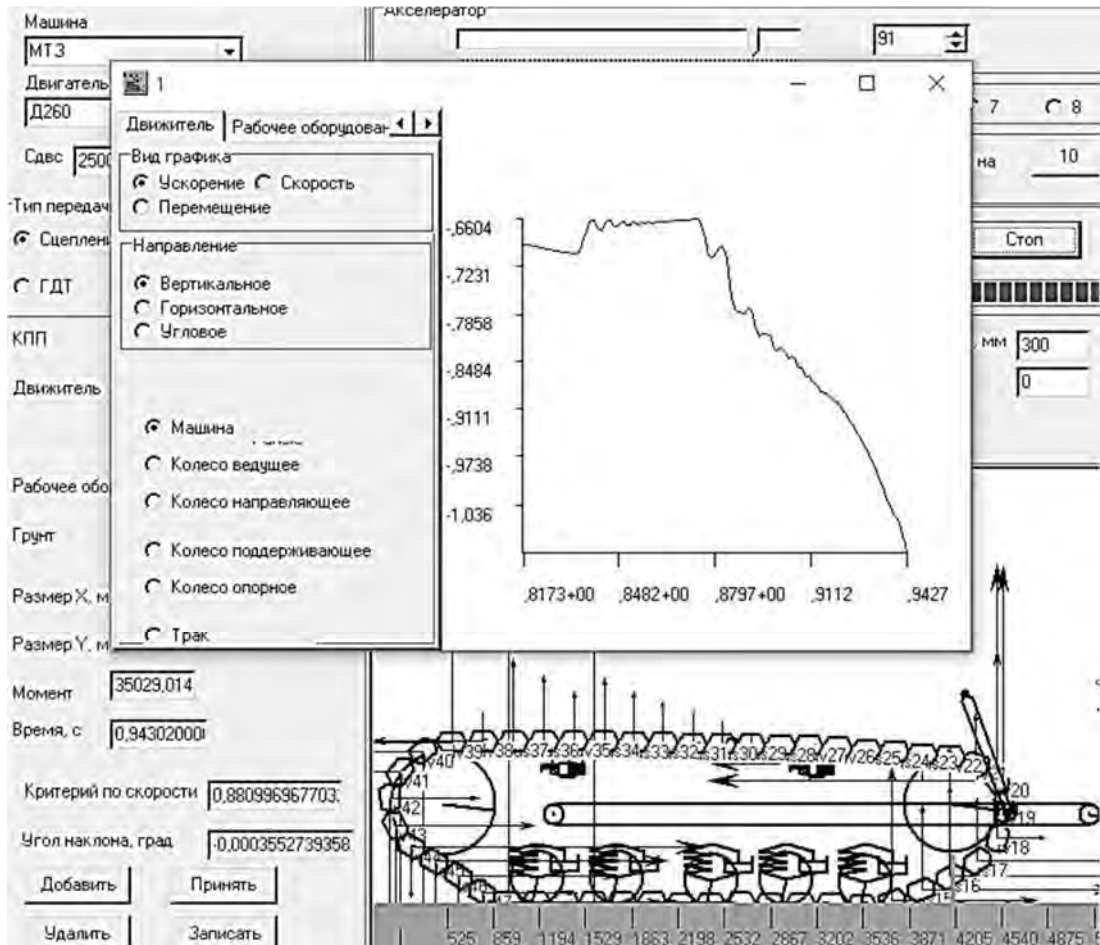


Рисунок 4.21 – Фрагмент работы ПО при моделировании машины

ПО позволяет определять силы, возникающие при взаимодействии элементов ГД, их величины и направления.

Резюме

В разделе разработана структура имитационной модели гусеничного движителя, элементы которой являются виртуальными копиями подвижных частей реального движителя. Каждый из элементов модели представлен в формализованном виде и имеет поля, содержащие значения параметров, соответствующие реальным. Для каждого из элементов разработаны математические модели, позволяющие определять характеристики этих элементов при их взаимодействии.

С целью определения начального положения гусеничного движителя, представленного в виде имитационной модели, разработаны методы расчета вертикальной координаты центра тяжести и значения угла стабилизации.

Составлены математические и логические зависимости, позволяющие устанавливать взаимодействие траков и колес, а также геометрические зависимости, дающие возможность определить положение трака в гусеничном обводе в каждый момент времени. Разработаны методы нумерации и кодировки траков, позволяющие сократить количество анализируемых вариантов при расчете параметров взаимодействия траков с колесами движителя.

Математическая модель движителя, имеющая переменную структуру, позволяет вычислять усилия, возникающие при взаимодействии элементов движителя. Логические модели дают возможность определять места расположения траков в гусеничном обводе и выбирать соответствующие системы уравнений для расчета усилий, возникающих при взаимодействии соседних элементов.

5 Моделирование рабочего оборудования бульдозера

Выбор параметров бульдозера, в зависимости от оснащенности предприятия средствами автоматизированного проектирования, осуществляется с использованием САД- и САЕ-технологий. На ведущих предприятиях эти технологии освоены в достаточной степени, однако теоретические методы, применяемые в САЕ-системах, далеко не всегда позволяют проводить требуемые расчеты.

Проектирование гусеничных машин, предназначенных для агрегирования с рабочим оборудованием бульдозера, без учета влияния параметров отвала, толкающих брусьев, гидроцилиндров может привести к разработке конструкций, которые имеют далеко не лучшие свойства.

Выбор параметров бульдозерного оборудования в настоящее время осуществляется на основании теоретических зависимостей, разработанных еще в середине XX в. [89]. Эти зависимости позволяют определить средние усилия воздействия разрабатываемой среды на отвал, учесть влияние высоты призмы волочения, однако не дают возможность получить динамическую характеристику сил сопротивления копания при проведении экспериментальных исследований.

Применение, для решения данной задачи, методов, основанных на использовании конечных элементов, не дает положительных результатов из-за отсутствия элементов, адекватно описывающих процессы, происходящие во время копания грунта.

Хорошие результаты может дать использование специализированной информационной среды, предназначенной для моделирования процесса копания грунта бульдозерным рабочим оборудованием. Целью данного раздела является разработка методик, позволяющих создать ПО, предназначенное для выбора параметров рабочего оборудования бульдозера, оказывающих значительное влияние на величины сил сопротивления копания, их периодичность, амплитуду, величины средних значений, средних квадратичных отклонений и других показателей, характеризующих процесс копания.

Использование полученных результатов в качестве исходных данных при применении МКЭ в прочностных расчетах позволит в последующем выполнять проектировочные работы отвалов бульдозерного типа на базе современных теорий надежности и долговечности.

В разделе представлена модель рабочего оборудования, включающая отвал, гидроцилиндр подъема-опускания рабочего оборудования, толкающие брусья, разрабатываемый грунт. В модели применена оригинальная

аналитическая методика построения профиля отвала и призмы волочения. Процесс копания рассматривается на основе использования теории статике сыпучей среды как совокупность отделения грунта от массива в виде последовательности больших и малых сдвигов с возможностью постоянного увеличения призмы волочения в процессе имитации копания.

Разработанная модель позволяет определить величину и направление сил, действующих в процессе копания, в виде функции времени или перемещения.

5.1 Структура рабочего оборудования бульдозера и его модели

На основании принципов системного подхода выделим структурные элементы бульдозерного рабочего оборудования, предназначенного для разработки грунта. Наиболее существенное влияние на величину и направление сил сопротивления копанию оказывают толкающие брусья, гидроцилиндры подъема-опускания отвала, отвал, разрабатываемая среда.

Учитывая современные подходы к созданию ПО, предусматриваем использование функциональных элементов (ФЭ), созданных с учетом структуры исследуемого объекта на основе МФЭ. В соответствии с конструкцией рабочего оборудования бульдозера представим его виртуальную модель в виде набора данных, который содержит полную информацию об исследуемом объекте в виде комплекта «рабочее оборудование – разрабатываемая среда». Такая структура может быть использована как при непосредственных расчетах параметров рабочего оборудования, так и для расчетов при объединении с моделями ДВС, трансмиссии и ГД, что позволит получить модель машины в целом.

Наиболее сложным из всех элементов является отвал. Параметры отвала бульдозера, в соответствии с рисунком 5.1, приведенные И. П. Бородачевым [89], а также в ГОСТ 28771–90, широко применяются, их использование на практике дает хорошие результаты. В связи с этим принимаем исходные данные для профиля отвала: ε – угол установки отвала; X_{KP} – расстояние от кромки ножа до точки крепления отвала на тяговой раме по оси абсцисс; Y_{KP} – расстояние от кромки ножа до точки крепления отвала на тяговой раме по оси ординат; γ – угол резания; a – длина ножа; H – высота отвала без учета козырька; R – радиус кривизны отвала; F – координата центра кривизны отвала; β – угол установки козырька отвала; H_K – высота козырька отвала; β_K – угол опрокидывания козырька отвала.

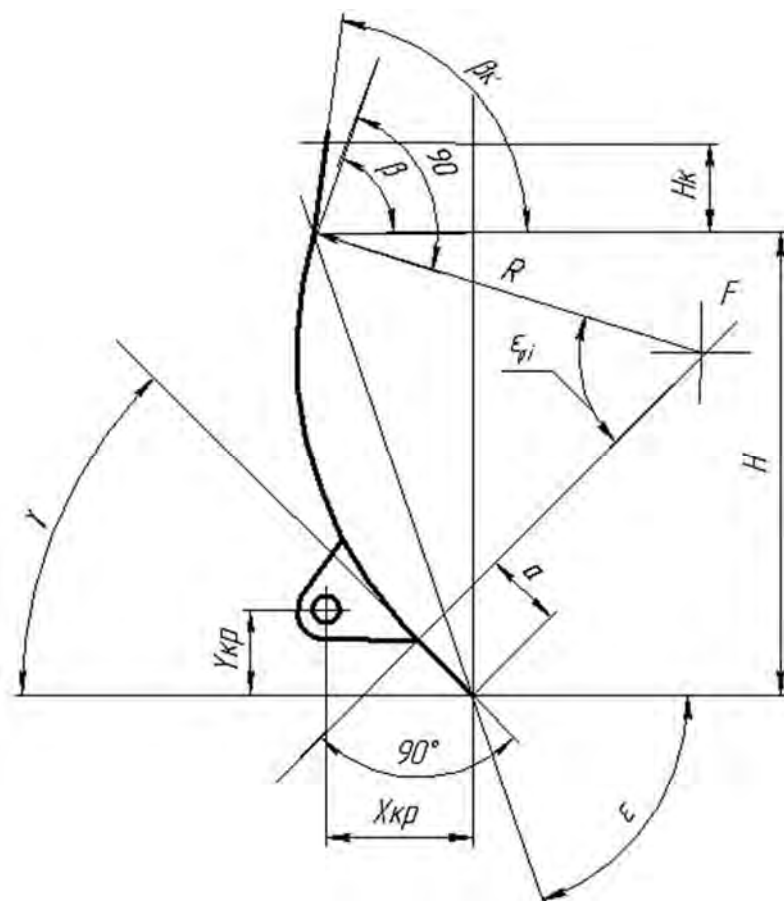


Рисунок 5.1 – Схема профиля отвала

По методике [89] радиус вычисляется по математической зависимости

$$R = H \frac{\sin(\varepsilon - \gamma)}{\sin \varepsilon \left(1 - \sin \left(\beta + \gamma - \frac{\pi}{2} \right) \right)}.$$

Радиус, определенный по этой зависимости, не позволяет анализировать профили отвала разной кривизны, предназначенные для работы по легкой сыпучей среде, например снегу, поэтому предусмотрим возможность его задания пользователем. Учитывая, что отвал крепится к толкающим брускам, введем величины $X_{кр}$ и $Y_{кр}$ (см. рисунок 5.1), которые являются определяющими для задания размеров выноса режущей кромки по осям абсцисс и ординат от тяговой рамы.

Практически все параметры профиля отвала, за исключением высоты, могут устанавливаться конструктивно, т. к. ГОСТ 28771–90 (ИСО 7129–89) устанавливает только формы ножа отвала для различных типов машин, а также формы и взаимное расположение отверстий крепления.

Для проведения расчетов с помощью ЭВМ применяется аналитическая методика построения профиля отвала, обеспечивающая одновременно его отображение на экране ЭВМ. Точка крепления отвала на толкающих брусках определяется величинами X_{KP} , Y_{KP} , в соответствии с рисунком 5.2, что в совокупности с построениями профиля отвала в полярной системе координат с центром в точке крепления толкающих брусков к раме бульдозера обеспечивает автоматическое изменение угла его установки в зависимости от изменения угла наклона брусков, что происходит при подъеме-опускании рабочего оборудования.

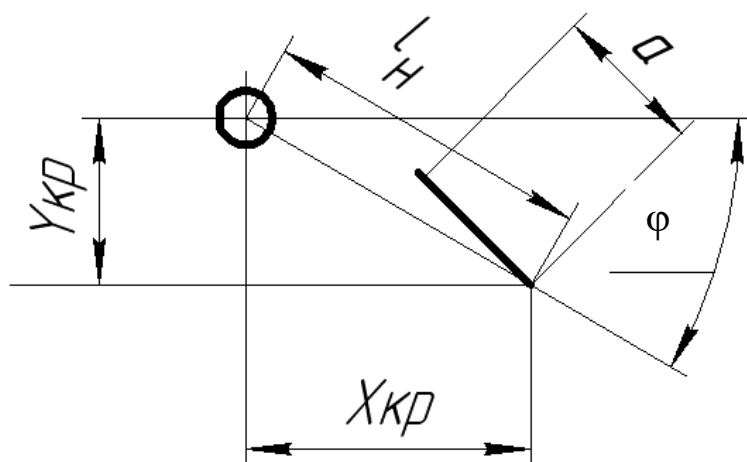


Рисунок 5.2 – Схема для нахождения начальной точки ножа

В соответствии с тем, что по условиям работы отвал может быть установлен под разными углами резания, а его подъем и опускание осуществляются одновременно с поворотом толкающих брусков относительно точки их крепления на раме трактора, для построения выбрана полярная система координат с центром в точке X_{KP} , Y_{KP} .

Построение отвала начинается с крайней нижней точки ножа (см. рисунок 5.2).

Приняв за начало отсчета точку с координатами X_{KP} , Y_{KP} , определим угол φ и величину l_n (см. рисунок 5.2):

$$\varphi = \text{arctg} \left(\frac{Y_{KP}}{X_{KP}} \right); \quad (5.1)$$

$$l_n = \sqrt{X_{KP}^2 + Y_{KP}^2}. \quad (5.2)$$

Координата точки начала отвала в полярной системе координат находится по уравнениям

$$l_n^x = l_n \cdot \cos(\varphi); \quad (5.3)$$

$$l_n^y = l_n \cdot \sin(\varphi). \quad (5.4)$$

Отметим, что, используя данные уравнения, можно определять координату точки начала ножа с учетом угла наклона отвала в зависимости от угла наклона толкающих брусьев. В этом случае угол φ определяется как рассчитанный по выражению (5.1) в сумме с углом наклона толкающих брусьев.

Проводя построение, для нахождения координат верхней точки ножевой части используем зависимости (5.3) и (5.4), затем проведем отрезок в точку с найденными координатами.

При построении криволинейной части отвала используется кусочно-линейная функция окружности. Для этого найдем длины линейных отрезков, являющихся хордами с длиной, соответствующей 1° и определяемой как

$$l_n = 2\pi \frac{R}{360}.$$

В дальнейших построениях, используя циклический алгоритм с шагом в 1° , вычисляем значения:

$$X_{di} = X_{di-1} - l_n \cos(\varphi); \quad (5.5)$$

$$Y_{di} = Y_{di-1} + l_n \sin(\varphi), \quad (5.6)$$

где φ на каждом шаге изменяется как $\varphi = \varphi + 1$.

После определения величин X_{di} , Y_{di} проводим отрезок в точку с этими координатами.

Построение криволинейной части отвала завершается при условии

$$\begin{cases} Y_d > H \cos(\varphi) \\ \text{или} \\ \varphi > 180^\circ. \end{cases} \quad (5.7)$$

Координату верха козырька находим по зависимостям

$$l_d^X = X_d + H_K \cos(\beta_K); \quad (5.8)$$

$$l_d^Y = Y_d + H_K \sin(\beta_K). \quad (5.9)$$

Модель отвала завершаем построением козырька с помощью проведения отрезка в точку с найденными координатами l_d^X , l_d^Y .

Представленная численная методика построения профиля отвала позволяет на стадии проектирования, варьируя параметрами исходных данных, получить отвалы с различными профилями.

Визуализация построений на экране компьютера позволяет анализировать форму профиля отвала в зависимости от заданных параметров, что существенно облегчает работу конструктора и дает возможность исключить случайные ошибки на начальной стадии расчетов.

Для гидроцилиндра подъема-опускания отвала примем параметры, изображенные на рисунке 5.3: D_n – диаметр поршня, м; $D_{ш}$ – диаметр штока, м; L_{\min} – минимальный ход гидроцилиндра, м; L_{\max} – максимальный ход гидроцилиндра, м.

Толкающие брусья, в соответствии с рисунком 5.4, являются несущей конструкцией, на которой закреплены отвал и гидроцилиндр, а сами брусья закреплены на раме трактора, в соответствии с рисунком 5.5, в левом шарнире. В правой части закрепляется отвал. Длина рамы от точки крепления отвала до точки крепления на раме трактора задается размером lr (см. рисунок 5.4). Величинами $X_{гц}$ и $Y_{гц}$ задается расположение точки крепления гидроцилиндра.

Таким образом, рабочее оборудование в целом представляет собой систему, состоящую из элементов «толкающие брусья – гидроцилиндр – отвал – грунт». С помощью параметров, характеризующих каждый элемент, можно сформировать наборы из этих элементов, а затем использовать их комбинации для проведения расчетов в соответствии с рисунком 5.5.

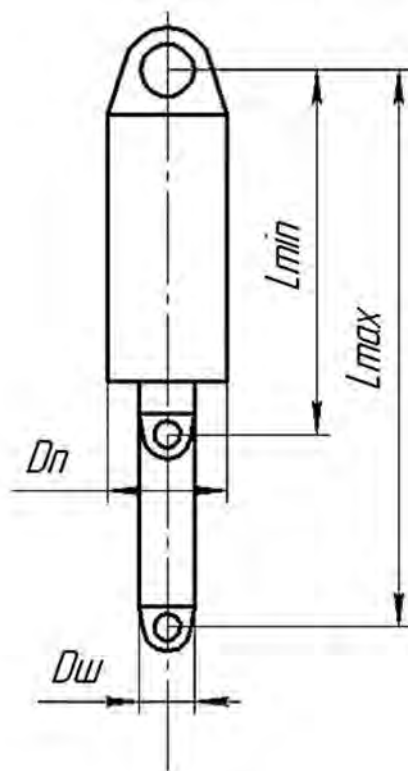


Рисунок 5.3 – Схема гидроцилиндра

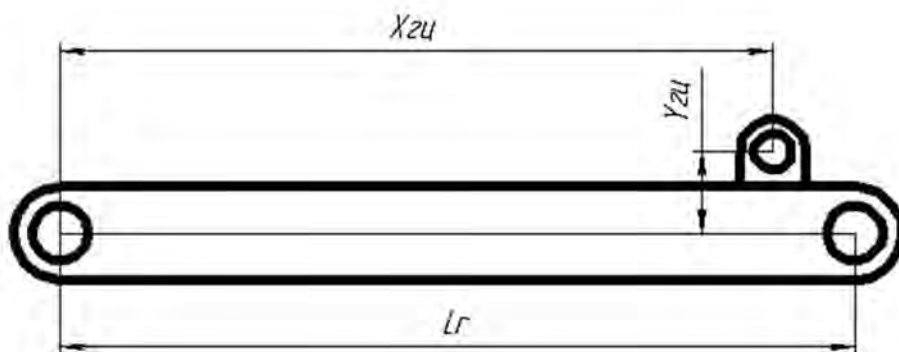


Рисунок 5.4 – Схема рамы бульдозерного оборудования

Ход штока гидроцилиндра определяет угол наклона толкающих брусьев и, как следствие, величину заглубления отвала в грунт. В этом случае вместе с углом наклона рамы изменяются углы, характеризующие положение рабочего оборудования. Изменяя величину выдвигания штока гидроцилиндра, в модели рабочего оборудования появляется возможность управления величиной заглубления или выглубления отвала для постановки вычислительного эксперимента по определению параметров копания при

переменной высоте стружки, при ее непрерывном изменении, что до настоящего времени было неосуществимо.

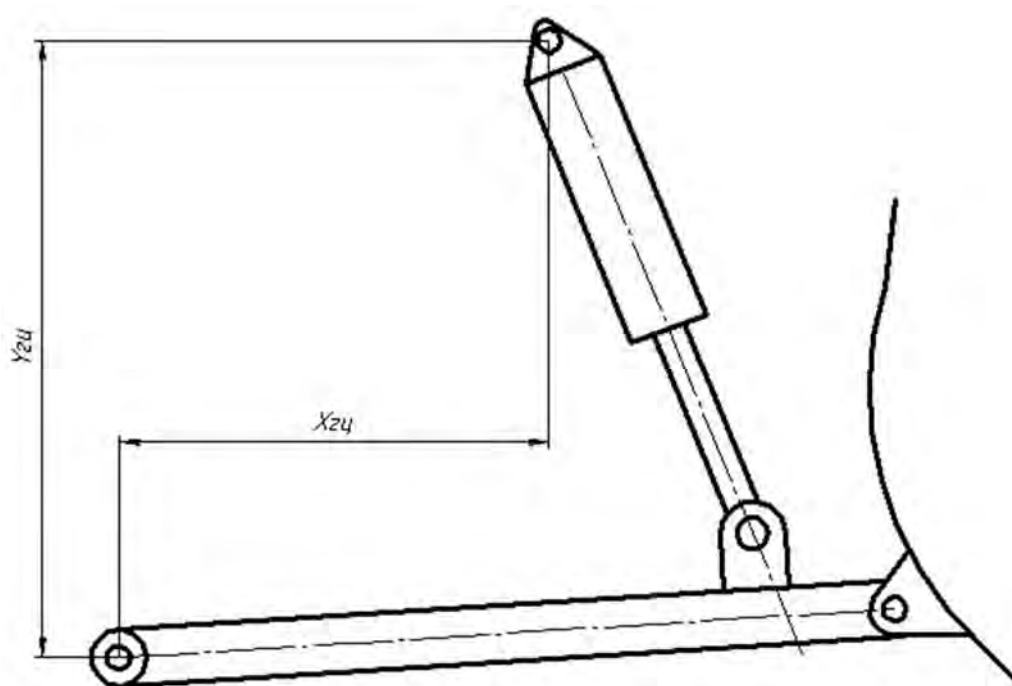


Рисунок 5.5 – Рабочее оборудование бульдозера

5.2 Структура данных о грунтах

Наиболее сложным элементом в предлагаемой структуре рабочего оборудования и его модели является грунт, т. к. он имеет более 30 параметров [20]. Вместе с тем для определения сил сопротивления копанию достаточно использовать следующие параметры грунта: угол внутреннего трения грунта, угол трения грунта по металлу, угол наклона призмы волочения к горизонту, удельное сцепление грунта ненарушенной структуры, удельное сцепление грунта нарушенной структуры, коэффициент жесткости (таблица 5.1) [102, 103]. Значения удельной жесткости планируется использовать при расчете давления грунта на отвал, во время продвижения последнего в массиве. Это позволит определить силы сопротивления смятию грунта в промежутках между сдвигами, что до настоящего времени в расчетах сил сопротивления резанию не применялось. Такой подход даст возможность теоретически получить аналоговую картину сил сопротивления копанию грунта, что более полно соответствует физическим закономерностям процесса копания.

Таблица 5.1 – Параметры грунтов различных категорий

Параметры грунта	Категория грунта		
	I–II	III	III–IV
Угол внутреннего трения грунта, град	26...32	24...28	20...25
Угол трения грунта по металлу, град	26...32	22...26	22...26
Угол наклона призмы волочения к горизонту, град	35...55	35...55	35...55
Удельное сцепление грунта ненарушенной структуры, кПа	4...20	30...70	50...120
Удельное сцепление грунта нарушенной структуры (в призме волочения), кПа	0...2	3...5	4...8
Удельная жесткость, Н/м	1000...2000	1500...3000	2000...3500

5.3 Определение параметров процесса копания

При копании грунта происходит отделение стружки от массива грунта и формирование призмы волочения. Рассмотрим плоскую модель отвала и призмы волочения [104, 105], изображенную на рисунке 5.6.

Учитывая, что в настоящее время теоретическим путем определить направление движения грунта в призме волочения не представляется возможным, будем считать, что она состоит из треугольника MDO с криволинейной частью DO , который условно будем считать неподвижным, и потока $ZDOB$, который продвигается вверх по отвалу и, осыпаясь под углом, близким к углу естественного откоса, формирует призму волочения. Поток $ZDOB$ разобьем на сегменты, количество которых зависит от высоты призмы волочения и шага разбиения потока. Нумерация сегментов начинается снизу, номера сегментов возрастают по мере увеличения высоты призмы волочения. Так как предлагаемые методы ориентированы на разработку ПО, где применяются массивы, принимаем, что начальный сегмент имеет нулевой номер. Разбиение потока $ZDOB$ на сегменты осуществляется радиусами R , выходящими из точки F , которая является центром дуги, определяющей криволинейную часть профиля отвала. Впоследствии будем использовать параметры сегментов Z_{i-1} , Z_i , D_i , D_{i-1} для определения сил, действующих на отвал со стороны призмы волочения, и сил, препятствующих вытеснению отделяемой от массива грунта стружки.

В качестве допущения принимаем, что сегменты Z_{i-1} , Z_i , D_i , D_{i-1} формируются в зависимости от длины отрезка BO . Тогда площадь сегментов и, соответственно, объем грунта в них зависят от шага разбиения, длины и расположения отрезка BO .

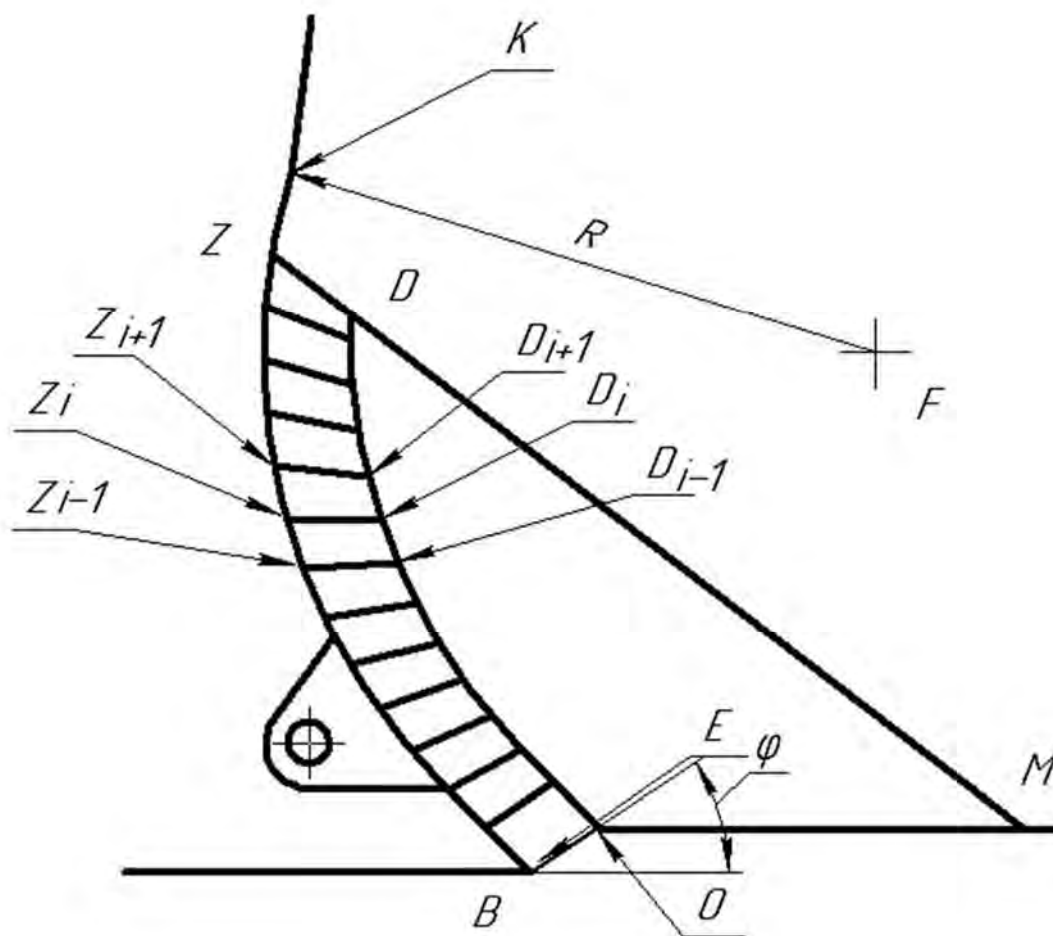


Рисунок 5.6 – Отвал с призмой волочения

Если шаг разбиения практически не влияет на площадь общего потока $ZDOB$ и, соответственно, на его вес, то длина отрезка BO оказывает существенное влияние на эти параметры. В связи с тем, что длина отрезка BO зависит от толщины стружки и угла φ наклона данного отрезка, то определение величины этого угла является необходимым. Зная величину угла φ , или угла сдвига грунта, можно определить минимальные и максимальные значения сил сопротивления резанию и копанию [27].

Рассмотрим последовательно различные положения режущей части отвала в соответствии с рисунком 5.7. На начальной стадии считаем, что произошел сдвиг грунта по площадке BO . Режущая часть отвала расположена в точке B . Продвигаясь на установленной глубине резания, отвал режущей частью сминает грунт перед собой. Движение отвала и, соответственно, сжатие грунта продолжается до тех пор, пока касательные напряжения не превысят предельных на формирующейся площадке сдвига. После этого произойдет сдвиг грунта по площадке B_1O_1 .

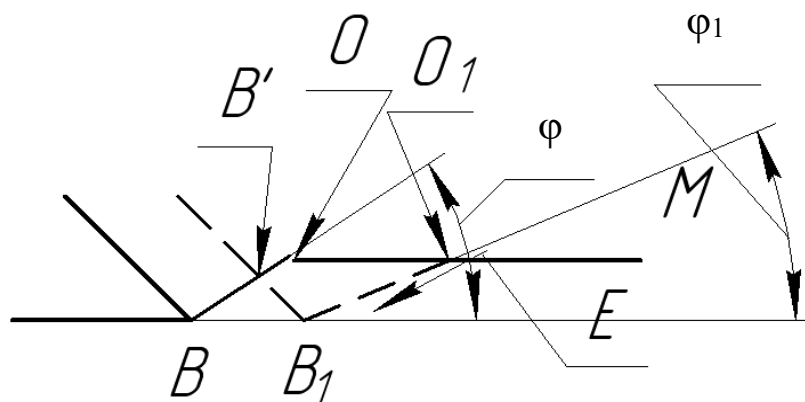


Рисунок 5.7 – Схема передвижения режущей части отвала

Величина предельных давлений, которые может выдержать грунт в каждом конкретном случае, зависит от его параметров и определяется на основании методики Е. И. Берестова [27]:

$$Q_{\text{ПРЕД}} = P \frac{\sin(\Delta_1)}{\sin(\Delta_1 - \delta_1)} \frac{\sin(\Delta + \delta)}{\sin(\Delta)} e^{((2\beta - \pi - \Delta - \delta - \Delta_1 + \rho)\text{tg}(\rho))}, \quad (5.10)$$

где P – давление, создаваемое призмой волочения на участок OM в зоне формирования площадки сдвига;

ρ – угол внутреннего трения грунта;

β – угол при вершине площадки сдвига;

$$\Delta_1 = \arcsin \frac{\sin(\delta_1)}{\sin(\rho)};$$

$$\Delta = \arcsin \frac{\sin(\delta)}{\sin(\rho)};$$

δ_1 – угол отклонения приведенного давления со стороны ножа;

δ – угол отклонения приведенного давления со стороны призмы волочения на участок OM .

В процессе формирования площадки B_1O_1 нарастают силы сопротивления копанию, которые зависят от сил сцепления и длины отрезка B_1O_1 , а соответственно, и площади, на которой происходит сдвиг грунта. В момент сдвига сила E , действующая вдоль площадки B_1O_1 , является максимальной E_{max} . Сразу после сдвига значение этой силы резко снижается до вели-

чины E_{\min} , значение которой зависит в основном от сил остаточного сцепления.

Предварительно задавшись значением угла сдвига φ , определяем значения сил E_{\max} и E_{\min} :

$$E_{\max} = \frac{G \sin(\alpha + \omega) + R_{OT}^0 \sin(\omega + \rho) - C_{OB} \cos(\alpha + \omega + \varphi) + C_{ПП}^0 + N^0 \cos(\omega)}{\sin(\alpha + \omega + \varphi)}; \quad (5.11)$$

$$E_{\min} = \frac{G \sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha - \omega\right) + R_{OT}^0 \sin(\omega + \rho) + C_{ПП}^0 + N^0 \cos(\omega)}{\sin(\alpha + \omega + \varphi)}, \quad (5.12)$$

где α – угол резания;

ω – угол трения грунта по отвалу;

R_{OT}^0 – сила трения нулевого сегмента подвижного потока грунта в призме волочения (см. рисунок 5.8);

ρ – угол внутреннего трения грунта;

C_{OB} – сцепление грунта на площадке сдвига;

φ – угол наклона площадки большого сдвига;

G – вес сегмента подвижного потока в призме волочения (см. рисунок 5.8).

Сила трения нулевого сегмента подвижного потока грунта в призме волочения

$$R_{OT}^0 = \frac{R_{ПП} \sin(\beta_{C_{ПП}}) + (C_{ПП} + N_{i+1}) \sin(\beta_{C_{ПП}})}{\sin(\beta_0 + \omega)}, \quad (5.13)$$

где $\beta_{C_{ПП}}$, β_0 – углы в соответствии с рисунком 5.8;

$$R_{ПП} = \frac{G \sin(\rho) + C_{ПП}^X \sin(\rho) + C_{ПП}^Y \cos(\rho)}{\cos(\beta_{ПП} - \rho)}.$$

Проекция силы $C_{ПП}$ на оси абсцисс и ординат

$$C_{ПП}^X = C_{ПП} \cos(\beta_{C_{ПП}});$$

$$C_{ПП}^Y = C_{ПП} \sin(\beta_{C_{GH}}) .$$

$C_{ПП}$ определяется как

$$C_{ПП} = h_{ПП} C_r B ,$$

где $h_{ПП}$ – высота выделенного сегмента в подвижном потоке призмы волочения;

C_r – удельное остаточное сцепление грунта;

B – ширина отвала.

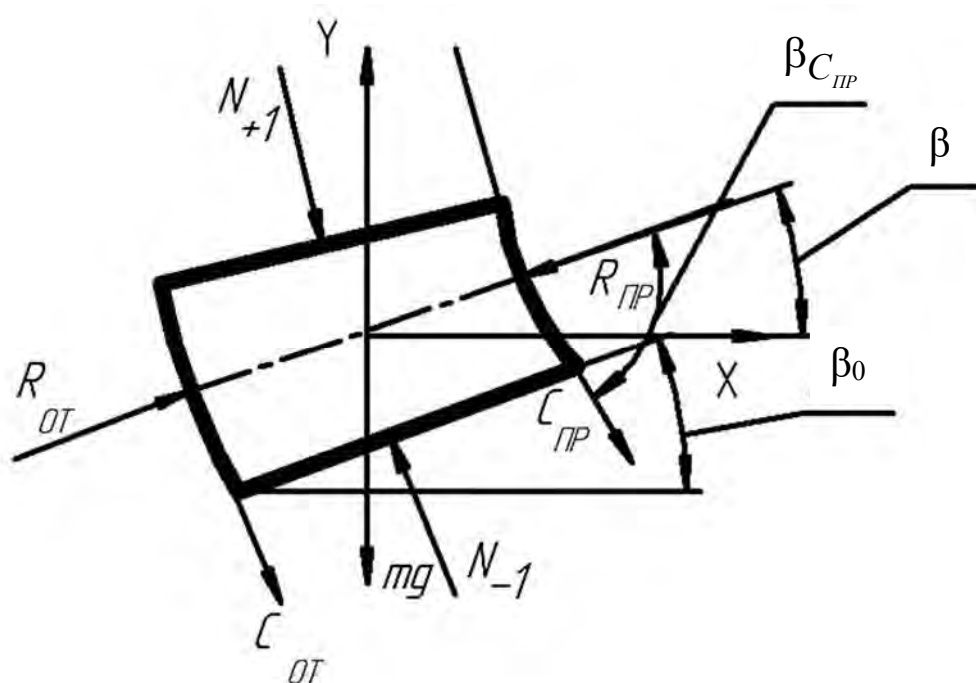


Рисунок 5.8 – Элемент подвижного потока

Нормальная сила, действующая от верхнего сегмента грунта, вычисляется по формуле

$$N_{-1} = \frac{G \sin(\beta_{C_{ПП}} + \omega) + R_{ПП} \sin(\omega + \rho) + (C_{ПП} + N_{+1}^i) \cos(\omega)}{\cos(\beta_0 - \beta_0^{i-1} + \omega)}, \quad (5.14)$$

где G – вес сегмента грунта;

N_{+1}^i – нормальное усилие воздействия от предыдущего сегмента;

β_0^{i-1} – угол в соответствии со схемой для предыдущего сегмента.

Сила сцепления на площадке OB определяется как

$$C_{OB} = l_{OB} B C_3,$$

где l_{OB} – длина площадки OB ;

C_3 – удельное сцепление грунта ненарушенной структуры.

Зная значение силы E_{\max} , давление на участок OB (см. рисунок 5.6) от призмы волочения можно найти по формуле

$$Q_{\max} = \frac{E_{\max}}{Bl_{OB}} + C \sin(\rho), \quad (5.15)$$

где l_{OB} – длина площадки OB ;

C – удельное сцепление грунта.

В связи с тем, что длина отрезка OB (см. рисунок 5.7) определяется при постоянной глубине резания величиной угла φ , сравниваем значение действующего давления Q_{\max} , рассчитанного по формуле (5.15), с предельным давлением $Q_{\text{ПРЕД}}$, рассчитанным по формуле (5.10), и делаем заключение о соответствии принятого угла φ сдвига действительному. В случае если разность значений принятого угла сдвига и соответствующего предельному давлению отличается на величину, большую заданной погрешности, производим корректировку значения угла сдвига, затем повторяем расчет в соответствии с уравнениями (5.10)–(5.15).

В связи с тем, что вместе с другими параметрами грунта и отвала на величины углов сдвига существенное влияние оказывает призма волочения, необходимо учесть особенности ее воздействия на грунт в области его разрушения на участках BO и OM (см. рисунок 5.6).

5.4 Формирование призмы волочения

Сформировавшаяся призма волочения на отвале бульдозера (см. рисунок 5.6) расположена над участком OM . Наклонный участок MDZ формируется под воздействием силы тяжести и располагается под углом наклона, близким к углу естественного откоса. В качестве допущения принято, что часть призмы волочения $DOBZ$ представляет собой подвижный поток, который перемещается вверх по отвалу вдоль дуги BZ , а часть MOD

в момент определения параметров призмы неподвижна. Участок BO является площадкой большого сдвига и располагается под углом φ к горизонту.

С целью определения параметров призмы волочения и сил, действующих на отвал, подвижный поток (см. рисунок 5.6) разбивается на элементы прямыми, выходящими из точки F , и окружностями с радиусами R и $R - H_i$, где H_i – толщина потока $OBZD$. Таким элементом является четырехугольник $Z_{i-1}Z_iD_iD_{i-1}$ (см. рисунок 5.6). Размеры четырехугольника зависят от толщины стружки, угла большого сдвига и шага разбиения потока $BODZ$ на сегменты. Линия Z_0D_0 определяет начало разбиения подвижного потока. Шаг разбиения задается перед началом расчета, что определяет размер сегментов, отделяемых друг от друга радиусами R .

В дальнейшем будем считать, что на формирование призмы волочения большие и малые сдвиги не оказывают существенного влияния, ее объем зависит от площади, которая определяется на каждом шаге расчета как

$$A = \Delta l h B,$$

где Δl – расстояние перемещения при текущем шаге расчета;

h – толщина стружки.

При построении призмы волочения может возникнуть несколько разных вариантов.

В начале набора грунта, когда высота призмы волочения меньше высоты расположения точки C в соответствии с рисунком 5.9, точка C расположена на пересечении радиуса, проведенного из центра криволинейной части отвала в точку соединения прямолинейной и криволинейной частей, и верхней границы призмы волочения.

В этом случае требуется вычисление координат точек Z, M, D .

$$\begin{cases} Z_X^0 = X_C = Y_C - H_{ГР} \sin(\gamma + \varphi_{PO}); \\ Z_Y^0 = H_{ГР}, \end{cases} \quad (5.16)$$

где X_C – координата точки C по оси абсцисс;

Y_C – координата точки C по оси ординат.

$$\begin{cases} M_X = Z_X^0 + ((Z_Y^0 - H_{ГР}) \operatorname{ctg}(\varepsilon)); \\ M_Y = H_{ГР}, \end{cases} \quad (5.17)$$

где $H_{ГР}$ – высота грунта в условиях залегания;

M_X – координата точки M по оси абсцисс;

M_Y – координата точки M по оси ординат;

Z_X^0 – координата точки Z нулевого сегмента по оси абсцисс;

Z_Y^0 – координата точки Z нулевого сегмента по оси ординат.

$$\left\{ \begin{array}{l} D_X^0 = Z_X^0 + \sqrt{(M_X - Z_X^0)^2 + (Z_Y^0 - M_Y^0)^2} \sin \left(\arccos \left(\frac{M_X - Z_X^0}{\sqrt{(M_X - Z_X^0)^2 + (Z_Y^0 - M_Y^0)^2}} \right) \right); \\ D_Y^0 = Z_Y^0 + \sqrt{(M_X - Z_X^0)^2 + (Z_Y^0 - M_Y^0)^2} \cos \left(\arccos \left(\frac{M_X - Z_X^0}{\sqrt{(M_X - Z_X^0)^2 + (Z_Y^0 - M_Y^0)^2}} \right) \right). \end{array} \right. \quad (5.18)$$

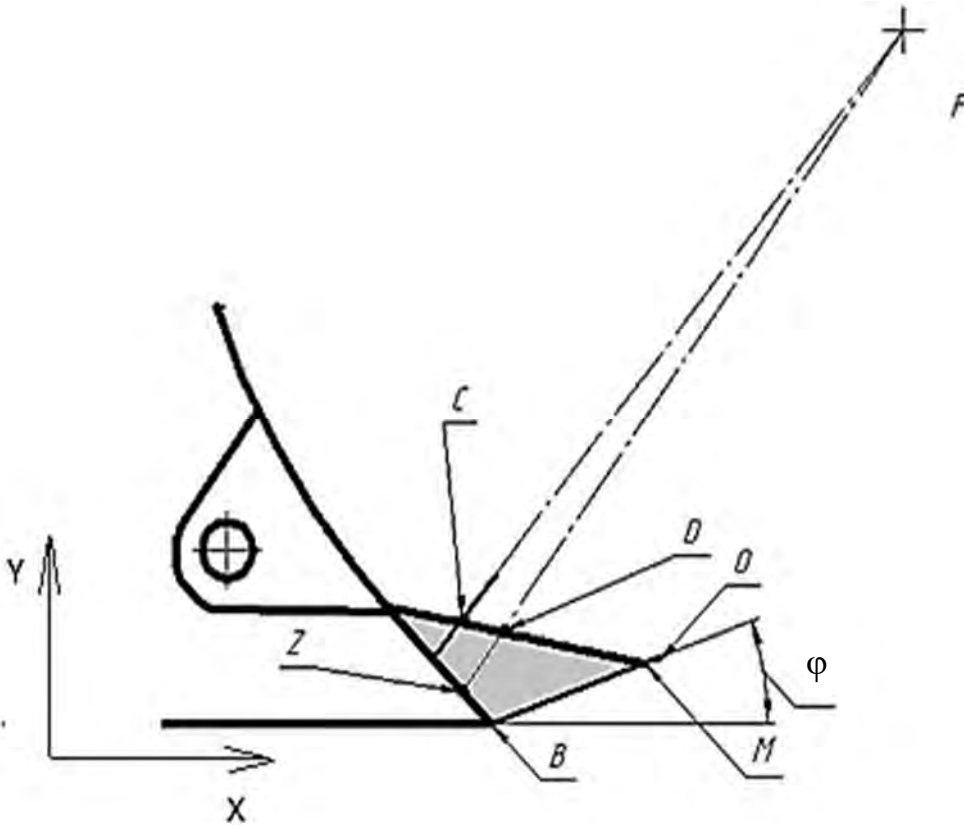


Рисунок 5.9 – Фрагмент отвала с минимальной высотой призмы волочения

Полученный четырехугольник $BODZ$ очень мал, как правило, значение проекции точки M на ось абсцисс меньше значения проекции точки O на ту же ось. Поэтому вся призма представляет собой подвижный поток, поднимающийся вверх по отвалу, и количество участков разбиения подвижной части равно единице.

В том случае, если высота призмы волочения больше ординаты точки C , определяем координаты точек M , Z и D последовательно. На каждом шаге расчета вычисляем объем призмы волочения:

$$V_{PP}^i = V_{PP}^{i-1} + F_{CT} B_{OTB},$$

где V_{PP}^i – текущее значение объема призмы волочения;

V_{PP}^{i-1} – значение объема призмы волочения на предыдущем шаге расчета;

B_{OTB} – ширина отвала;

F_{CT} – площадь срезаемой стружки,

$$F_{CT} = h_{CT} \Delta l;$$

h_{CT} – толщина стружки;

Δl – принятая величина перемещения отвала на каждом шаге расчета.

Зная объем призмы волочения, вычисляем ее высоту. Определяя размеры сегментов, для первого участка считаем, что

$$\begin{cases} Z_X^1 = X_C; \\ Z_Y^1 = Y_C. \end{cases}$$

Затем найдем координаты точки M в соответствии с уравнениями (5.19)–(5.22). Новые значения координат точки Z^i вычисляются как

$$\begin{cases} Z_Y^i = F_Y + R \sin \left(\arcsin \left(\frac{C_Y + F_Y}{\sqrt{(F_X - C_X)^2 + (F_Y - C_Y)^2}} \right) \right); \\ Z_X^i = F_X - R \cos \left(\arcsin \left(\frac{C_Y - F_Y}{\sqrt{(F_X - C_X)^2 + (F_Y - C_Y)^2}} \right) \right). \end{cases} \quad (5.19)$$

Значения координат точки D^i определяются по зависимостям

$$\begin{cases} D_Y^i = F_Y + (R - H_i) \sin \left(\arcsin \left(\frac{C_Y - F_Y}{\sqrt{(F_X - C_X)^2 + (F_Y - C_Y)^2}} \right) \right); \\ D_X^i = F_X - (R - H_i) \cos \left(\arcsin \left(\frac{C_Y - F_Y}{\sqrt{(F_X - C_X)^2 + (F_Y - C_Y)^2}} \right) \right). \end{cases} \quad (5.20)$$

С ростом высоты призмы волочения производим вычисление геометрических координат каждого нового сегмента. В процессе накопления грунта в призме волочения наступает момент, когда ее высота превышает высоту криволинейной части отвала. В этом случае последний верхний сегмент подвижного потока не разбиваем на части, т. к. его размеры ограничиваются предыдущим сегментом, линией козырька отвала и прямой ZM .

Для определения координат точек Z и D , где криволинейная часть отвала переходит в козырек (см. рисунок 5.10), используем следующие зависимости.

Для точки Z

$$\begin{cases} Z_X^i = K_X + (H_{\text{ПР}} - K_Y) \text{ctg}(\beta_K); \\ Z_Y^i = H_{\text{ПР}}. \end{cases} \quad (5.21)$$

Координата точки M по оси абсцисс определяется как

$$M_X = Z_X^i + (Z_Y^i - H_{\text{ГР}}) \text{ctg}(\varepsilon). \quad (5.22)$$

Для точки D

$$\begin{cases} D_X^i = Z_X^i + H_i \cos \left(\arccos \left(\frac{M_X - Z_X^i}{\sqrt{(M_X - Z_X^i)^2 + (Z_Y^i - M_Y)^2}} \right) \right); \\ D_Y^i = M_Y + \left(\sqrt{(M_X - Z_X^i)^2 + (Z_Y^i - M_Y)^2} - H_i \right) \times \\ \times \sin \left(\arccos \left(\frac{M_X - Z_X^i}{\sqrt{(M_X - Z_X^i)^2 + (Z_Y^i - M_Y)^2}} \right) \right). \end{cases} \quad (5.23)$$

При определении координат точек D и Z , расположенных в верхней части отвала, необходимо учитывать, что они находятся на отрезке ZM и на радиусе $R - H_i$ и $H_i = D_i - Z_i$ в соответствии с рисунком 5.10.

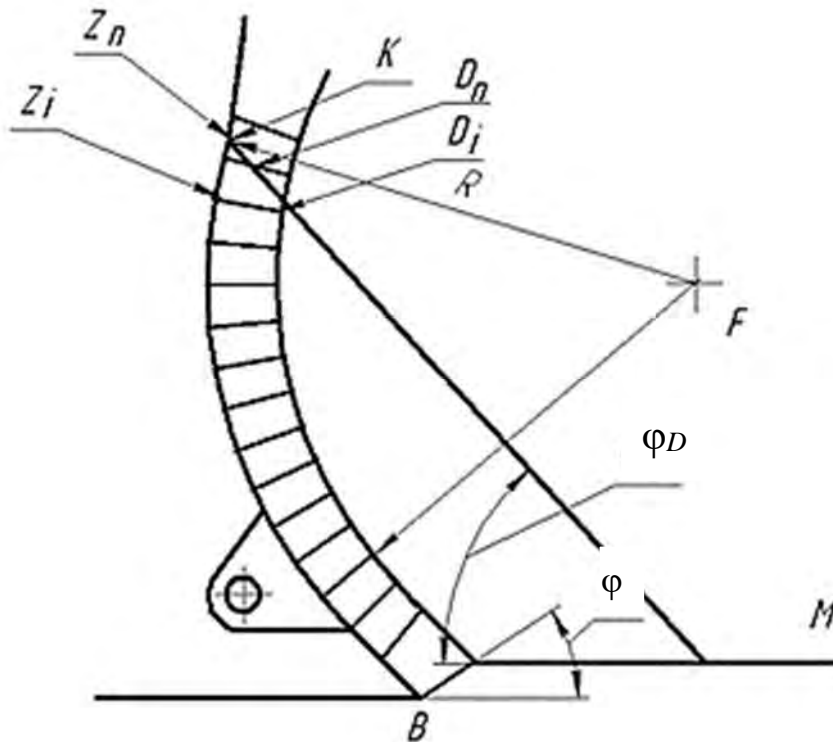


Рисунок 5.10 – Отвал с подробным представлением верхней части призмы волочения

Таким образом, из-за перехода точек D^i , находящихся в верхней части отвала, с окружности с радиусом $R - H_i$ на отрезок ZM необходимо проводить корректировку координат этих точек. Для этого сравниваем угол внутреннего трения и угол φ_D , определяемый взаимным расположением точки D^i и точки M как

$$\varphi_D = \arccos \left(\frac{Z_X^i - M_X}{\sqrt{(M_X - D_X^i)^2 + (D_Y^i - M_Y)^2}} \right). \quad (5.24)$$

В том случае, когда угол φ_D больше угла внутреннего трения, необходимо произвести корректировку расположения текущей точки D по следующим зависимостям:

$$a_l = \sqrt{(M_X - Z_X^i)^2 + (M_Y - Z_Y^i)^2};$$

$$b_l = \sqrt{(F_X - M_X)^2 + (F_Y - M_Y)^2};$$

$$c_l = \sqrt{(F_X - Z_X^i)^2 + (F_Y - Z_Y^i)^2};$$

$$p_l = \frac{a_l + b_l + c_l}{2};$$

$$H_C = \frac{2}{c_l \sqrt{p_l(p_l - a_l)(p_l - b_l)(p_l - c_l)}}; \quad (5.25)$$

$$D_X^i = M_X + H_C \cos \left(\arccos \left(\frac{Z_X^i - M_X}{\sqrt{(M_X - Z_X^i)^2 + (M_Y - Z_Y^i)^2}} \right) \right); \quad (5.26)$$

$$D_Y^i = M_Y + H_C \sin \left(\arccos \left(\frac{Z_X^i - M_X}{\sqrt{(M_X - Z_X^i)^2 + (M_Y - Z_Y^i)^2}} \right) \right). \quad (5.27)$$

Полученные в результате вычислений координаты точек, расположенных в углах сегментов подвижной части призмы волочения в верхней области отвала, находятся в подвижном потоке *DOBZ* (см. рисунок 5.6) и лежат на отрезке, ограничивающем наклонную часть призмы волочения.

Параметры элементов призмы волочения, определяемые по вышеприведенным зависимостям, позволяют вычислять силы, возникающие при перемещении призмы волочения, действующие на отвал со стороны грунта и действующие на грунт со стороны отвала. С помощью зависимостей, позволяющих определить значения параметров призмы волочения, возможно вычисление сил сопротивления копанию при увеличении высоты призмы волочения, т. е. становится возможным проведение анализа процессов при различной интенсивности заглабления отвала. Разработанная методика определения параметров призмы волочения может быть использована также при анализе эффективности разгрузки отвала при проведении бульдозером планировочных работ.

Вышеприведенная методика применена при разработке ПО рабочего оборудования бульдозера.

5.5 Определение сопротивлений копанью при возникновении больших и малых сдвигов

В процессе перемещения заглубленной части отвала грунт перед ножом уплотняется до тех пор, пока касательные напряжения, возникающие в нем, не превысят предельных значений. В этот момент происходит разрушение части грунта перед отвалом и его сдвиг. Вытесняемый грунт перемещается по отвалу и по площадке сдвига, формируя призму волочения. Сдвиги грунта происходят последовательно и неравномерно. Сдвиги, при которых точка O площадки BO , в соответствии с рисунком 5.11, выходит на дневную поверхность, являются большими. Методика определения сил, возникающих при их появлении, рассмотрена в подразделе 5.3.

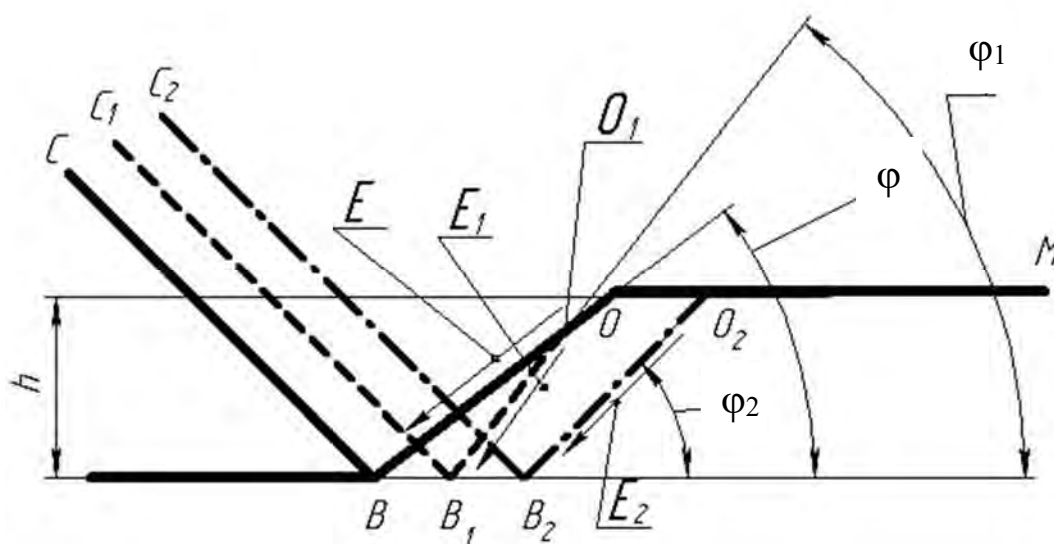


Рисунок 5.11 – Положение режущей части отвала на разных стадиях копания

Если точка O_1 (см. рисунок 5.11) при появлении сдвига грунта не выходит на дневную поверхность, а находится на площадке предыдущего сдвига, сдвиг называется малым. Рассмотрим особенности формирования малых сдвигов с помощью схемы, представленной на рисунке 5.11.

Начнем анализ с состояния, соответствующего положению ножа на глубине h после большого сдвига. В этом случае отрезок CB обозначает ножевую часть отвала, отрезок BO – положение площадки большого сдвига, угол φ – угол большого сдвига. По мере продвижения отвала отделенная от массива часть грунта перемещается вверх по отвалу (вдоль отрезка BC) и одновременно вдоль отрезка BO . В момент отделения части грунта от массива сила E , препятствующая сдвигу, является максимальной, ее значение зависит от угла φ , пригрузки, создаваемой призмой волочения, удельного

остаточного сцепления грунта, коэффициента трения грунта по металлу и других параметров. Сила E может меняться в зависимости от угла φ , т. к. от него зависит длина отрезка BO и, соответственно, площадь площадки сдвига. Продвигаясь далее, отвал сжимает грунт до тех пор, пока касательные напряжения не достигнут предельных. После этого может произойти малый сдвиг (по площадке B_1O_1) либо большой сдвиг (по площадке B_2O_2). Рассмотрим случай малого сдвига.

В процессе возникновения малых сдвигов площадка BO принимает ломаную форму B_1O_1O . Точка O_1 перемещается выше по отрезку BO . Таким образом, отвал уплотняет объем грунта, который ограничивается по площади соприкосновения с отвалом линией B_1O_1 , угол наклона которой φ_1 постоянно растет, в связи с этим увеличиваются значения сил сопротивления копанью.

Величина предельных давлений, которые может выдержать грунт в каждом конкретном случае, зависит от его параметров и определяется по методике, приведенной далее.

Задаемся значением угла φ и производим вычисления в соответствии со следующими уравнениями:

$$Q_{\text{ПРЕД}} = \frac{P_0 \sin(\Delta + \Lambda) e^{(2\text{tg}(\rho))}}{\sin(\Delta)}; \quad (5.28)$$

$$P_0 = \frac{P \sin(\Delta)}{\sin(\Delta_1 - \Lambda_1)}, \quad (5.29)$$

где

$$\Delta = \frac{\arcsin(\Lambda_1)}{\sin(\rho)}; \quad (5.30)$$

$$\Delta_1 = \frac{\arcsin(P \sin(\rho))}{P \cos(\rho)} + \frac{C}{\text{tg}(\rho)}; \quad \Lambda_1 = \frac{\arcsin(P \sin(\rho))}{P \cos(\rho)} + \frac{C}{\text{tg}(\rho)}; \quad (5.31)$$

C – удельное сцепление грунта ненарушенной структуры;

P – давление от призмы волочения на участок OM в месте предполагаемого выхода площадки сдвига на дневную поверхность.

$$\Delta_1 = \arcsin \left(\sin \left(\frac{\Lambda_1}{\sin(\rho)} \right) \right). \quad (5.32)$$

Перемещаясь дальше, отвал вызывает рост напряжений в грунте, и в результате происходит сдвиг грунта либо по площадке B_1O_1 под углом φ_1 , либо по площадке B_2O_2 под углом φ_2 (см. рисунок 5.11). В данный момент необходимо определить, какой из сдвигов произошел – большой или малый. Фактически нужно найти значения углов φ или φ_1 , после этого – значение силы E , которая в момент возникновения сдвига является наибольшей и обозначается как E_{\max} . После формирования площадки большого сдвига сила уменьшается и обозначается как E_{\min} .

Величины этих сил определяются по формулам (5.11) и (5.12).

Проекция силы C_{PP} на оси абсцисс и ординат

$$C_{PP}^X = C_{PP} \cos(\beta_{C_{GH}});$$

$$C_{PP}^Y = C_{PP} \sin(\beta_{C_{GH}}).$$

C_{PP} находится как

$$C_{PP} = h_{PP} C_r B,$$

где h_{PP} – высота выделенного сегмента в подвижном потоке призмы волочения;

C_r – удельные силы остаточного сцепления грунта;

B – ширина отвала.

Нормальная сила, действующая от верхнего элемента (см. рисунок 5.7), определяется по формуле

$$N_{-1} = \frac{G \sin(\beta_{C_{PP}} + \omega) + R_{PP} \sin(\omega + \rho) + (C_{PP} + N_{+1}^i) \cos(\omega)}{\cos(\beta_0 - \beta_0^{i-1} + \omega)}, \quad (5.33)$$

где G – вес сегмента грунта;

N_{+1}^i – нормальное усилие воздействия от предыдущего сегмента;

β_0^{i-1} – угол в соответствии со схемой для предыдущего сегмента.

Сила сцепления на площадке OB

$$C_{OB} = l_{OB} BC,$$

где l_{OB} – длина площадки OB .

Зная значение силы E_{\max} , можем вычислить величину давления на участок OB от призмы волочения:

$$Q_{\max} = \frac{E_{\max}}{Bl_{OB} + C \sin(\rho)}. \quad (5.34)$$

Для текущих параметров определяем действительное значение углов φ_1 и φ_2 в соответствии с рисунком 5.11.

Значение максимального давления находим по формуле

$$Q_{\max}^{\Pi} = \frac{P \cos(\rho)}{1 - \sin(\rho)}, \quad (5.35)$$

где

$$P = \sqrt{(P_{oi} \sin(\rho))^2 + \left(P_{oi} \cos(\rho) + \frac{C}{\operatorname{tg}(\rho)} \right)^2};$$

$$P_{oi} = \frac{2 \frac{-R_{OT}^0 \cos(\gamma) + C_{\Pi P}^X}{\sin(\rho)}}{B(X_M - X_O)};$$

X_M, X_O – значения координат точек M и O по оси абсцисс.

Значение минимального давления вычисляем по формуле

$$Q_{\min}^{\Pi} = \frac{P \cos(\rho)}{1 + \sin(\rho)}.$$

Значение угла φ определяем в соответствии с условием, если

$$\frac{Q_{\max}}{Q_{\max}^{\Pi}} < Q_{\min}^{\Pi},$$

тогда

$$\varphi = \frac{3\pi}{4} - \frac{\rho}{2} + \left(\begin{array}{l} \arcsin \left(\frac{\sin \left(\frac{\sqrt{\left(\frac{P \cos(\rho)}{Q_{\max}} \right)^2 + \cos^2(\rho)}}{2P \cos(\rho)} \right)}{Q_{\max}} \right)}{\sin(\rho)} \\ - \arccos \left(\frac{\sqrt{\left(\frac{P \cos(\rho)}{Q_{\max}} \right)^2 + \cos^2(\rho)}}{2P \cos(\rho)} \right)}{\sin(\rho)} \end{array} \right), \quad (5.36)$$

иначе

$$\varphi = \frac{3\pi}{4} - \frac{\rho}{2} + \arcsin \left(\sin \left(\begin{array}{l} \cos(\rho) + \frac{1 + \frac{Q_{\max}}{Q_{II}}}{2 \sqrt{\frac{Q_{\max}}{Q_{II}}}} \\ - \arccos \frac{\sqrt{\frac{Q_{\max}}{Q_{II}}}}{\sin(\rho)} \end{array} \right) \right). \quad (5.37)$$

Сравнивая значение давлений Q_{\max} и $Q_{\text{ПРЕД}}$, делаем заключение о соответствии выбранного ранее угла сдвига действительному. В том случае, если отклонения углов отличаются на величину, большую величины заданной погрешности, производим корректировку значения угла сдвига. Затем повторяем расчет.

После нахождения значения угла большого сдвига предварительно считаем, что последующие значения углов сдвига соответствуют углам малого сдвига до тех пор, пока значение угла φ_1 не станет меньше значения угла φ_2 . Тогда снова считаем, что появился угол большого сдвига.

Случаем появления угла большого сдвига является «выход» точки O_1 на поверхность, ограниченную прямой OM . Для проверки данного условия после определения угла φ необходимо рассчитать значение координаты точки O_1 по оси абсцисс как $X_{O_1} = X_{B_1} + h \cos(\varphi)$. В том случае, когда $X_{O_1} > X_O$, произошел большой сдвиг.

Зная величину угла сдвига, можно найти силы, возникающие на площадках больших и малых сдвигов. Значения этих сил определяют величины сил сопротивления копанью и позволяют более точно определить их периодичность, амплитуду, коэффициент динамичности, что в свою очередь даст возможность выполнить расчеты на долговечность и надежность рабочего оборудования бульдозера.

5.6 Определение сил, действующих на отвал в процессе копания

Силы сопротивления копанью зависят от многих параметров, из которых наибольшее влияние оказывают высота призмы волочения, высота стружки, угол наклона площадки сдвига φ . Для определения этого угла необходимо найти давление от призмы волочения на площадку OM , которое препятствует разрушению грунта (см. рисунок 5.6):

$$P = \frac{-R_{OD} \cos(\gamma_R) + C_{ПП}^X}{\sin(\rho)}. \quad (5.38)$$

При этом

$$\gamma_R = \operatorname{arctg} \left(\frac{Z_Y^{i \max} - B_Y}{B_X - Z_X^{i \max}} \right), \quad (5.39)$$

где $Z_Y^{i \max}$, $Z_X^{i \max}$ – координаты точки соприкосновения верхнего сегмента призмы волочения и профиля отвала.

Далее

$$R_{OD} = \frac{G_{ПП} \sin(\rho) + C_{ПП}^X \cos(\rho) + C_{ПП}^Y \sin(\rho)}{\cos(\gamma - \rho)}, \quad (5.40)$$

где $G_{ПП}$ – вес призмы волочения.

В подразделе 5.5 представлены зависимости для определения сил, действующих на отвал со стороны призмы волочения, и сил, возникающих на площадках большого и малых сдвигов, что позволяет найти значения сил сопротивления копания, возникающих непосредственно в момент сдвига грунта и после него.

Для получения наиболее полной картины изменения сил сопротивления копания необходимо знать значения сил, возникающих в промежутки времени между сдвигами.

В процессе перемещения отвала от точки B к точке B_1 (см. рисунок 5.11) часть грунта, отделенная от массива, перемещается по отвалу и по площадке сдвига. При рассмотрении последующих сдвигов считаем, что точка B каждого сдвига продвигается по площадке сдвига вверх.

В [3, 11, 30] указывается, что перед ножом создается уплотненное ядро. По мере уплотнения грунта в процессе продвижения отвала плотность грунта перед отвалом увеличивается, в связи с чем растет сила сопротивления перемещению отвала.

Силу сопротивления движению отвала, в момент уплотнения грунта, т. е. между сдвигами, можно определить, зная давление грунта на нож. По мере продвижения отвала грунт уплотняется в объеме, который находится как произведение ширины отвала b на высоту сминаемой части грунта $h_{B'-B}$ и на величину продвижения отвала по оси абсцисс ΔX :

$$\Delta V = bh_{B'-B}\Delta X . \quad (5.41)$$

Учитывая, что нахождение сил сопротивления копания определяется непрерывно во времени, шаг движения по оси абсцисс находим как

$$\Delta t = V_T \Delta t ,$$

где V_T – скорость движения бульдозера;

Δt – шаг времени.

Тогда сила, действующая на отвал во время сжатия грунта, определяется как

$$F_P = \Delta V C_0 ,$$

где C_0 – удельная жесткость грунта.

На рисунке 5.12 представлен фрагмент работы ПО, разработанного на основании приведенной методики.

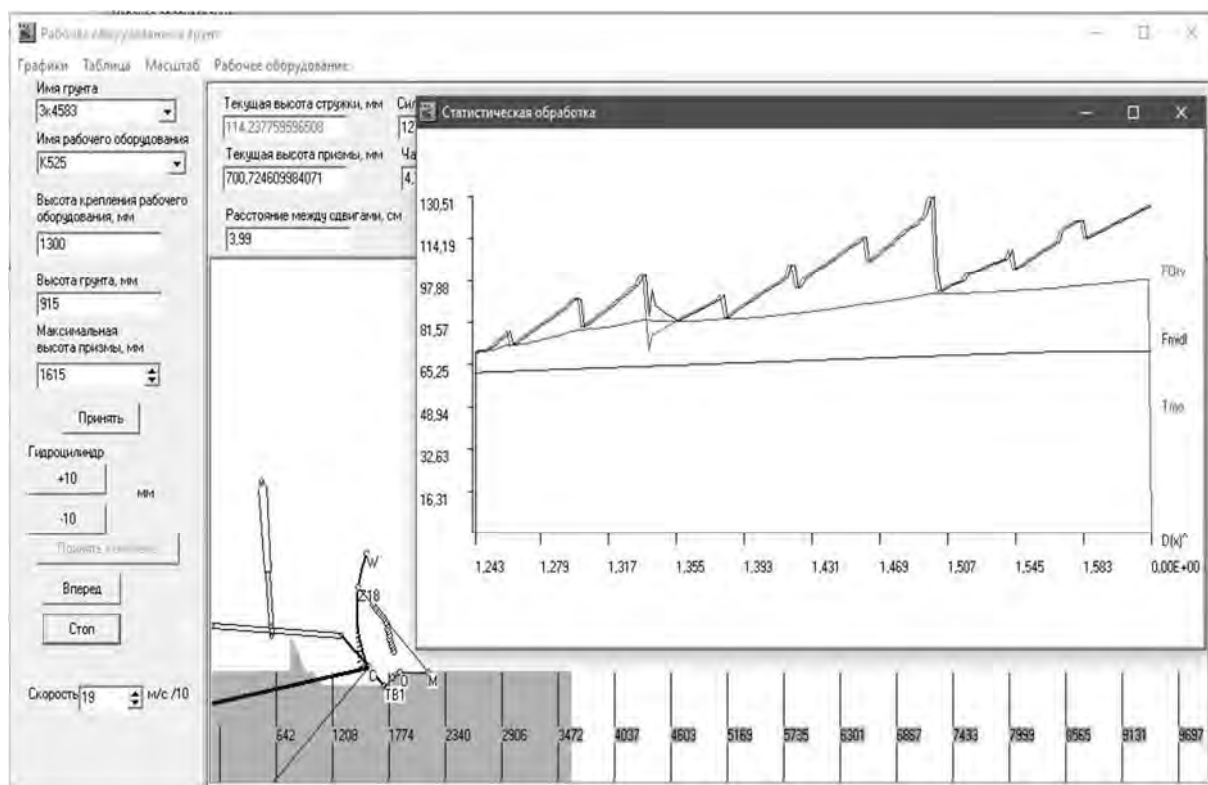


Рисунок 5.12 – Фрагмент имитационной модели «рабочее оборудование – грунт»

На рисунке 5.13 представлен график изменения сил сопротивления копанию грунта, полученный посредством ПО.

Поясним суть процессов, происходящих на разных стадиях отделения стружки, с помощью рисунка 5.13.

На рисунке 5.13, *а* представлены действующие на отвал силы, на рисунке 5.13, *б* – ножевая часть отвала. Расположение отвала и сил представлено в одном временном диапазоне. Предположим, что нож отвала находится в точке *В*. Перед этим произошел большой сдвиг, и на отвал действует усилие, соответствующее его положению в точке *В*, которое определяется воздействием отделенной от массива стружки и силами остаточного сцепления на площадке *ВО*. Отвал продвигается к точке *В*₁, в сминаемой части грунта появляются сжимающие силы сжатия, сила сопротивления перемещению нарастает, пока не сформируется площадка сдвига *В*₁*О*₁. В этот момент сила достигнет локального максимума *F*₁ и произойдет сдвиг грунта. Так как точка *О*₁ расположена на отрезке *ВО*, то сдвиг считается малым. После разрушения грунта по площадке *В*₁*О*₁ сила сопротивления перемещению уменьшается, что обусловлено существенным снижением сил сцепления,

но значение минимального пика больше предыдущего, т. к. угол малого сдвига больше, чем угол предыдущего большого сдвига. Площадка сдвига становится ломаной B_1O_1O и отвал, продвигаясь далее, сминает ломаную часть B_1O_1 и сжимает грунт высотой C_1 с большей площадью воздействия, чем ранее.

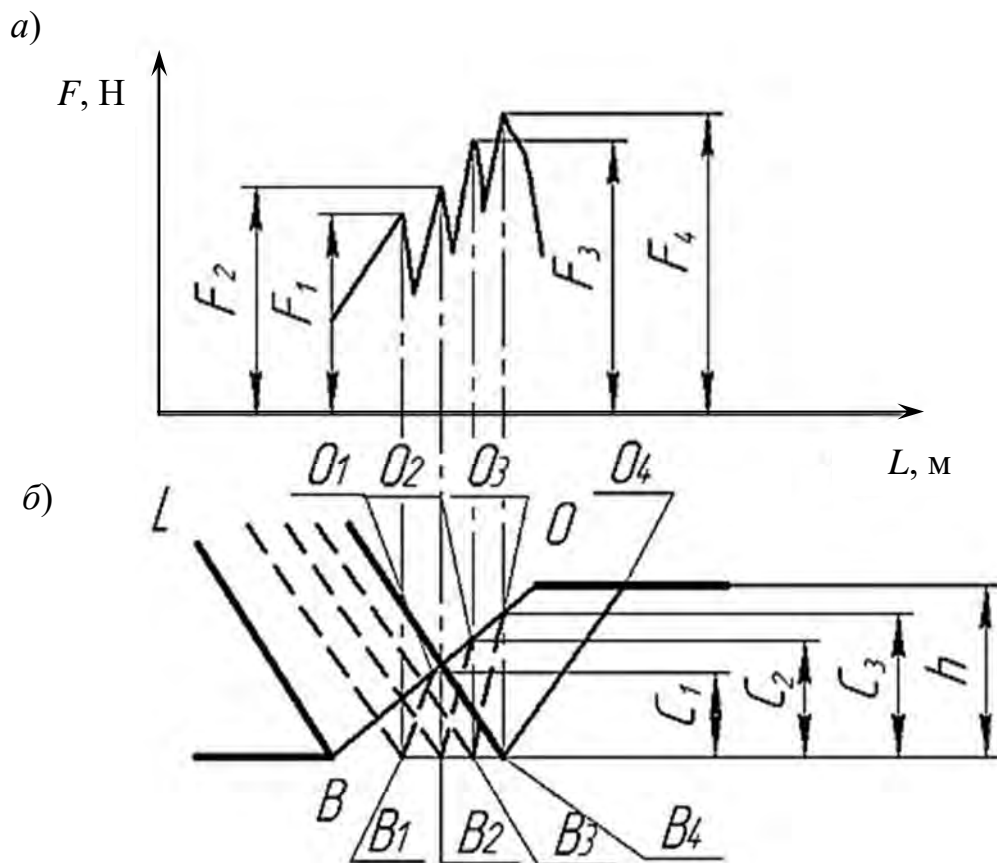


Рисунок 5.13 – Изменения усилий сопротивления копанью на разных стадиях отделения стружки

Продвигаясь далее, отвал последовательно занимает позиции, указанные точками B_2 и B_3 . Этим позициям соответствуют малые сдвиги с площадками B_2O_3 и B_3O_3 и максимальными усилиями малых сдвигов F_2 , F_3 . Наконец, отвал занимает положение, отмеченное точкой B_4 . В это время происходит большой сдвиг с площадкой B_4O_4 . Площадь площадки сдвига максимальная при данных высоте и угле сдвига, поэтому усилие F_4 максимально. После появления большого сдвига усилие быстро уменьшается, затем процесс повторяется.

На рисунке 5.14 представлен фрагмент работы ПО в режиме, предназначенном для визуального анализа.

Вышеприведенная методика позволяет достаточно точно описать процесс копания грунта, учитывая его многостадийность.

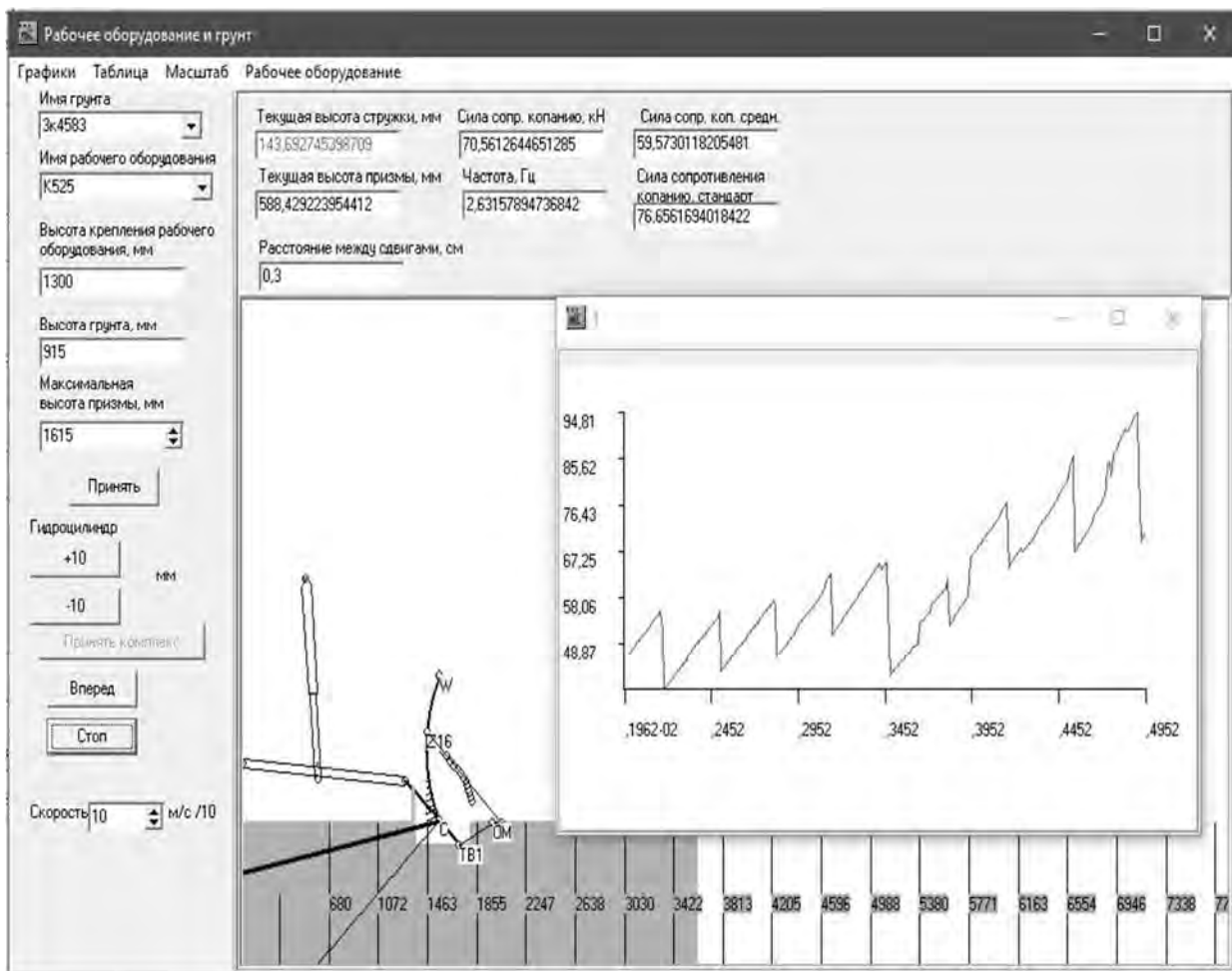


Рисунок 5.14 – Фрагмент работы ПО для расчета характеристик копания в режиме визуального анализа

Резюме

Численная модель рабочего оборудования бульдозера, представленная в разделе, включает отвал, толкающие брусья, гидроцилиндры подъема-опускания рабочего оборудования, разрабатываемую среду и позволяет в каждый момент времени копания установить взаимное расположение элементов рабочего оборудования и грунта в состоянии естественного залегания, стружки, отделенной от массива и грунта в призме волочения.

Приведены методики:

- расчета сил сопротивления копанию, основанная на теории послойной разработки грунта, учитывающая особенности отделения грунта от массива с формированием площадок сдвига;
- формирования призмы волочения в процессе моделирования копания, что позволяет установить размеры самой призмы волочения, части призмы

волочения, прилегающей к отвалу, части призмы волочения, которая располагается на грунте впереди отвала;

– расчета сил сопротивления копанию, позволяющая получать динамические характеристики изменения этих сил во время заглубления отвала и роста призмы волочения.

Совокупность предложенных методик позволяет определять направление и величину сил, действующих на отвал в процессе копания, представляя характеристику этих сил как функцию времени или перемещения.

6 Имитационная модель бульдозера. Анализ характеристик бульдозера

Использование имитационных моделей машин, в том числе и бульдозеров, невозможно без применения ЭВМ. Программное обеспечение различных производителей предоставляет целый ряд возможностей для проведения статических и динамических расчетов с целью получения характеристик систем и механизмов машин на стадии проектирования.

Наиболее широкое распространение в этой области нашли программные продукты, основанные на использовании метода конечных элементов (МКЭ). За последние 10–20 лет данный метод успешно совершенствовался и в настоящее время активно применяется в ряде областей науки и техники. Однако, наряду с широкими возможностями, МКЭ имеет ряд недостатков, из-за которых его использование при решении задач, где присутствует большое количество подвижных элементов, невозможно либо требует затрат такого количества ресурсов и времени, что его применение крайне неэффективно. К таким задачам относятся задачи проектирования систем управления, систем с большим количеством подвижных элементов, состояние которых существенно изменяется во времени, в том числе и гусеничных машин, которые рассматриваются как комплекс взаимодействующих систем и механизмов.

Для определения динамических характеристик бульдозеров был разработан комплект программных продуктов, с помощью которых возможна имитация основных процессов, происходящих во время выполнения технологических операций. Имитация рабочих процессов может обеспечиваться различными методами, наиболее перспективным из которых является математическое моделирование с последующим представлением математических моделей на ЭВМ. Для решения таких задач необходима интегральная модель машины, составленная на основе ряда логико-математических моделей, которая отражает основные свойства и позволяет получить основные характеристики машины для оптимизации ее основных параметров.

Опираясь на [52, 79, 81, 93], примем за основу положение о том, что при моделировании машин необходимо использовать системный подход, и представим бульдозер как комплекс систем «двигатель – трансмиссия – движитель – рабочее оборудование – внешняя среда – оператор». В данном представлении все названные системы оказывают существенное влияние на выходные характеристики машины.

Представление модели с помощью ЭВМ должно быть понятным для пользователя, удобным при проведении расчетов и анализов. Многими авторами доказано, что наиболее эффективным в данном случае является метод функциональных элементов [57].

В качестве элементов имитационной модели примем классы как основу объектно-ориентированных информационных структур, что позволит наиболее полно использовать современные методы программирования, основанные на формализации, инкапсуляции, наследовании и полиморфизме. Применяя данные методы, представим структуру бульдозера как набор моделей, соответствующих комплексу вышеприведенных систем.

6.1 Анализ гусеничного движителя

Тяговые качества гусеничного двигателя (ГД) зависят не только от сцепного веса, но и от параметров движителя. В то же время смещение центра тяжести и взаимное расположение опорных колес и траков может быть таким, что давление на грунт под каждым траком будет неодинаковым. Это приводит к снижению максимального тягового усилия на практике.

Проведем анализ возможных сочетаний параметров ГД для выбранной машины.

Имитационная модель, с помощью которой проводится анализ, представляет собой программный продукт, фрагмент работы которого приведен на рисунке 6.1.

Для предварительных расчетов принимаем длину ГД (расстояние между центрами ведущего и направляющего колес) постоянной и равной 4 м. В качестве факторов варьирования для проведения вычислительных экспериментов приняты ширина трака, расстояние между опорными колесами, величина смещения центра тяжести от геометрического центра машины, величина сил натяжения между траками.

В качестве функций отклика определялись величины среднего давления на грунт, максимальное давление на грунт под траком, минимальное давление на грунт под траком, коэффициент неравномерности давления на грунт, который рассчитывался как отношение максимального давления на грунт под траком к минимальному в соответствии с рисунком 6.2.

С целью нахождения предельных значений варьируемых параметров проведен предварительный анализ априорной и численной информации. Диапазон варьирования длиной траков определялся для трактора массой 12...13 т. Ширина траков, в зависимости от выбранных параметров из указанных диапазонов, может составлять от 150 до 230 мм [99].

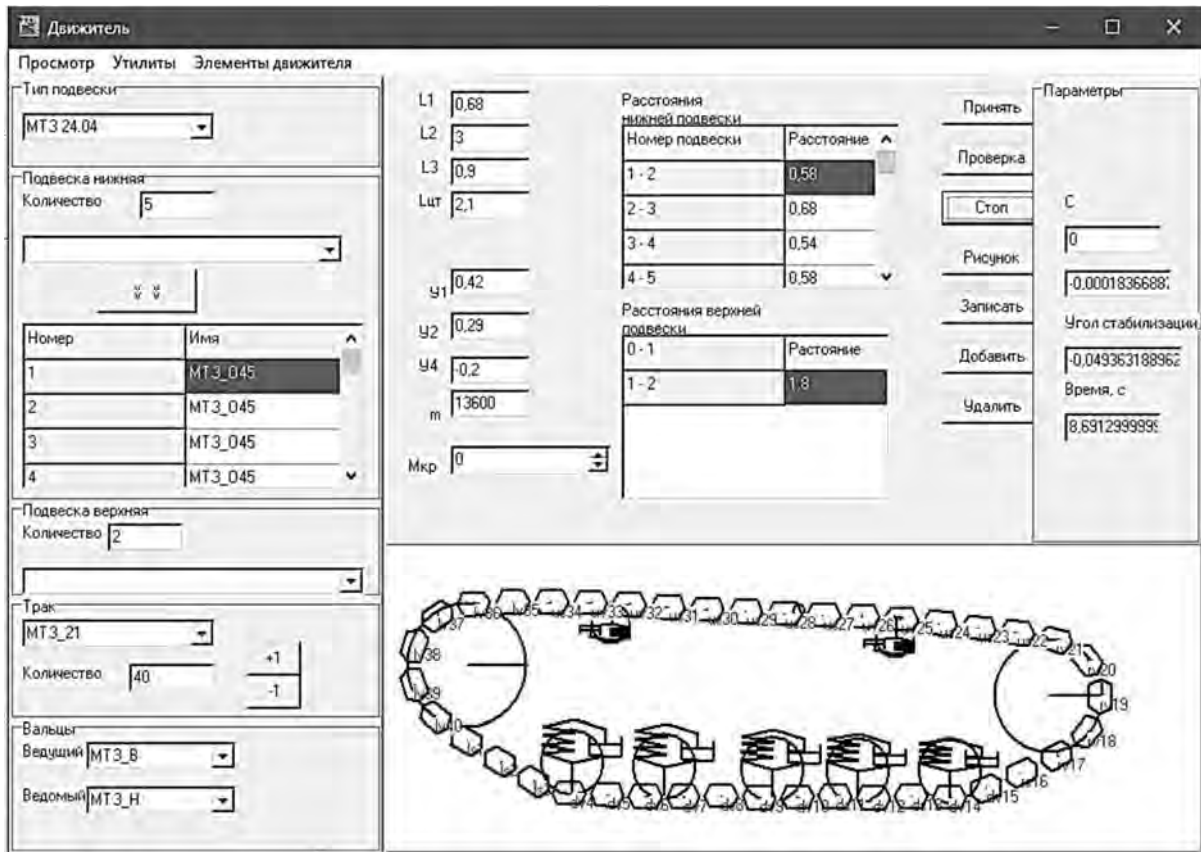


Рисунок 6.1 – Фрагмент работы ПО для расчета гусеничного движителя

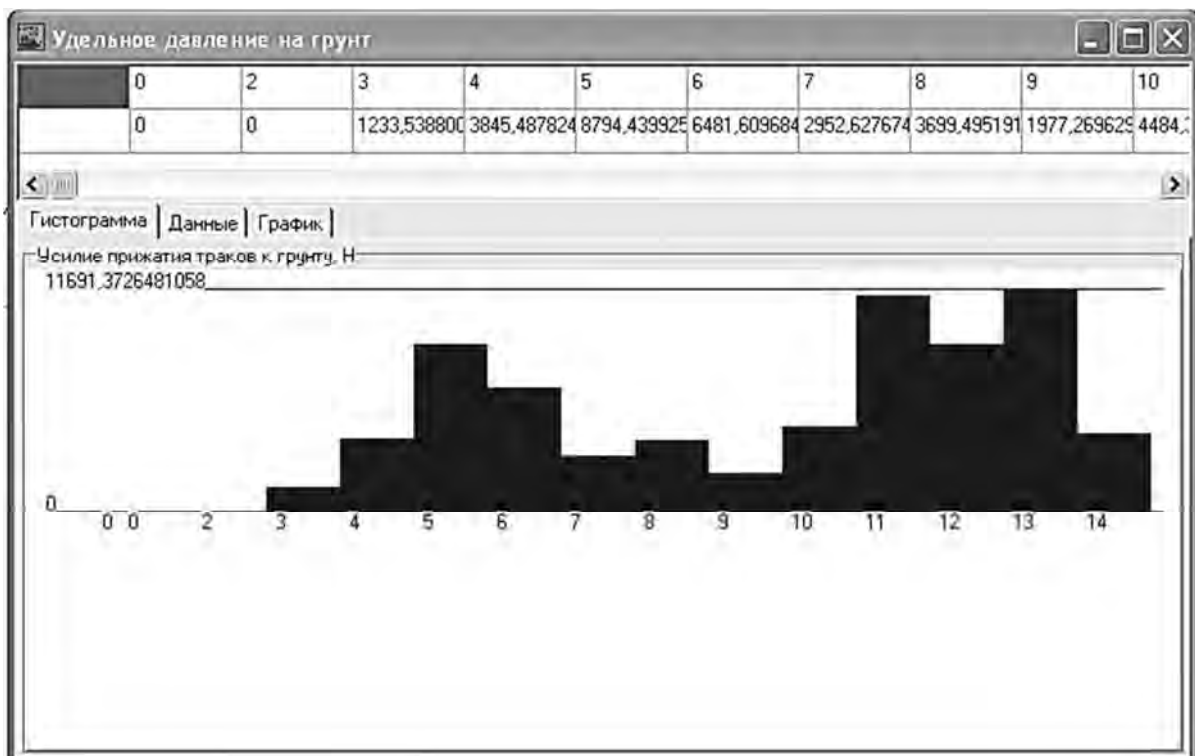


Рисунок 6.2 – Пример диаграммы распределения сил прижатия траков к грунту – вдоль оси абсцисс – номера траков, вдоль оси ординат – усилие прижатия траков к грунту

В проводимых экспериментах ширина трака изменялась в выше-обозначенных пределах с шагом 20 мм.

Для определения возможного расстояния между колесами анализировалось их взаимное расположение в конструкции движителя в соответствии с рисунком 6.3.

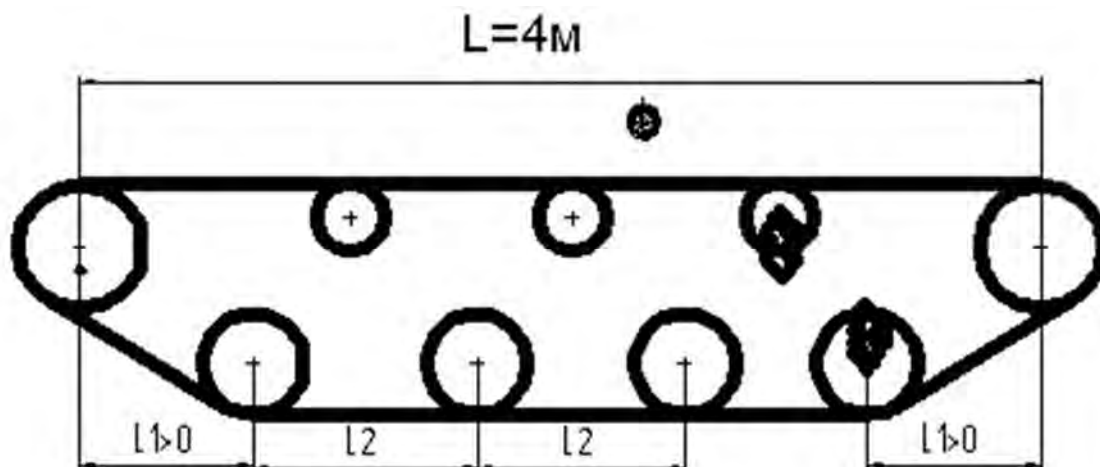


Рисунок 6.3 – Расположение элементов конструкции гусеничного движителя

Для проведения расчетов принято, что количество колес постоянно и равно пяти, расстояние между ведущим и первым опорным колесом (l_1 на рисунке 6.3) изменяется таким образом, чтобы обеспечить заданное расстояние между опорными колесами при постоянной длине машины. Расстояние между опорными колесами варьируется в пределах от 0,5 до 0,9 м.

Направление и величина смещения центра тяжести от геометрического центра машины, в зависимости от ее компоновки и наличия разного рабочего оборудования, могут изменяться. В проводимых исследованиях координата центра тяжести смещается относительно геометрического центра от минус 0,25 до плюс 0,25 м. При выполнении расчетов использовался шаг 0,125 м. Величина сил натяжения между траками изменялась от 1,8 до 18,6 кН.

Граничные значения факторов и интервалы их варьирования представлены в таблице 6.1.

На всех этапах вычислений изменяются значения одного фактора, значения остальных факторов остаются постоянными. Учитывая, что количество необходимых вычислительных опытов очень велико, предварительно составлена матрица планирования дробно-факторного эксперимента, определяющая значения факторов варьирования при каждом опыте в соответствии с таблицей 6.2.

В ходе вычислительных экспериментов устанавливались значения функций отклика для каждого случая в соответствии с дробно-факторным планом эксперимента. В связи с тем, что эксперимент является детерминированным, т. е. осуществлялся с помощью вычислительной имитационной модели, каждый опыт проводился только один раз. Результаты заносились в таблицу 6.3.

Таблица 6.1 – Значения факторов и интервалы их варьирования

Наименование	Единица измерения	Минимальное значение	Шаг	Максимальное значение
Ширина трака	мм	150	20	230
Расстояние между колесами	м	0,5	0,1	0,9
Величина смещения центра тяжести	м	-0,25	0,125	0,25
Сила натяжения между траками	кН	1,8	4,2	18,6

Таблица 6.2 – Нормированные и действительные значения факторов

Наименование	Единица измерения	Значение фактора				
		-2	-1	0	1	2
Нормированные значения факторов	–	-2	-1	0	1	2
Ширина трака	мм	150	170	190	210	230
Расстояние между колесами	м	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Величина смещения центра тяжести	м	-0,25	-0,125	0	0,125	0,25
Сила натяжения между траками	кН	1,8	6	10,2	14,4	18,6

Регрессионный анализ полученных результатов, проведенный с помощью программного пакета STATISTICA, показывает, что выбранные факторы варьирования конфликтны, т. е. изменение значений одних факторов автоматически приводит к изменению значений других. Например, увеличение расстояний между колесами приводит к увеличению площади опоры машины на грунт и, соответственно, к уменьшению давлений на опорную поверхность под каждым траком.

Таблица 6.3 – Матрица планирования с полученными результатами

Номер опыта	Фактор				Функция отклика			
	Ширина трака, мм	Расстояние между колесами, м	Величина смещения центра тяжести	Сила натяжения между траками, кН	Среднее давление на грунт, кПа	Максимальное давление на грунт, кПа	Минимальное давление на грунт, кПа	Коэффициент неравномерности
	X1	X2	X3	X4	Y1	Y2	Y3	Y4
1	210	0,6	-0,125	14,4	47,9	128,3	2,2	58,32
2	210	0,6	0,125	6	50,4	127,1	0,8	158,88
3	210	0,8	-0,125	6	36,0	87,3	0,87	100,34
4	210	0,8	0,125	14,4	36,1	117,2	0,91	128,79
5	170	0,6	0,125	14,4	58,3	151,1	2,3	65,70
6	170	0,6	-0,125	6	67,8	148,3	2,0	74,15
7	170	0,6	0,125	6	78,6	189,7	2,6	72,96
8	170	0,6	0,125	14,4	59,6	151,0	1,4	107,86
9	190	0,7	0	1,8	62,8	130,1	1,0	130,10
10	190	0,7	0	18,6	30	97,4	2,8	34,79
11	190	0,7	-0,25	10,2	53,4	148,9	1,1	135,36
12	190	0,7	0,25	10,2	48,3	129,7	1,3	99,77
13	190	0,6	0	10,2	51,0	102,4	4,1	24,98
14	190	0,8	0	10,2	34,7	86,5	1,7	50,88
15	150	0,7	0	10,2	44,1	128,8	0,3	429,33
16	230	0,7	0	10,2	29,8	69,0	1,9	36,32
17	190	0,7	0	10,2	35,9	92,6	0,7	132,29

Кроме того, увеличение расстояний между колесами при работе машины на упругодеформируемом основании приводит к упругой деформации ГО между колесами и увеличению давления на грунт под траками, расположенными под опорными колесами. Увеличение натяжения ГО приводит к снижению среднего давления на грунт до определенного предела, т. к. за счет сил натяжения меняется периметр обвода и крайние колеса приподнимаются над опорной поверхностью. Отклонение координаты центра тяжести от

геометрического центра машины приводит к увеличению давлений на грунт под отдельными траками.

Из-за взаимного влияния параметров ГО друг на друга невозможно определение коэффициентов регрессионных моделей, представленных в виде полинома, т. к. теория планирования эксперимента требует использования независимых факторов.

Определим влияние длины трака на величины давления на грунт для ГД при следующих параметрах: совпадении расположения центра тяжести с геометрическим центром машины, расстоянием между колесами 0,7 м, натяжением ГО, равным 10 кН. Результаты расчетов занесем в таблицу 6.4.

Таблица 6.4 – Зависимости давления на грунт от ширины трака

Номер опыта	Ширина трака, мм	Среднее давление, кПа	Максимальное давление, кПа	Минимальное давление, кПа
1	150	40,8	117,2	0,77
2	170	36,8	95,7	1,37
3	190	36,1	96,9	1,6
4	210	40,1	95,1	1,6
5	230	30,9	77,9	0,77
6	250	35,8	76,6	1,2

Определим степень влияния натяжения ГО на давление на грунт для тех же параметров обвода при длине трака 230 мм. Результаты расчетов занесем в таблицу 6.5.

Таблица 6.5 – Зависимости давления траков на грунт от натяжения в ГО

Натяжение, кН	Среднее давление, кПа	Максимальное давление, кПа	Минимальное давление, кПа
2,4	49,3	87,4	31,6
4,1	42,5	82,1	4,2
7,4	56,1	127,5	1,3
11	31,4	58,8	2,8
14	24,5	52,7	0,6

Окончание таблицы 6.5

Натяжение, кН	Среднее давление, кПа	Максимальное давление, кПа	Минимальное давление, кПа
18	22,7	59,9	0,07
22	27,3	94,3	1,5

Анализ результатов вычислений показывает, что с увеличением натяжения ГО среднее давление на грунт снижается, однако существенное увеличение натяжения приводит к значительным потерям на трение во время движения.

Определим влияние расстояний между опорными колесами на исследуемые показатели. Расчеты проведены для расстояний 0,6; 0,7 и 0,8 м. Результаты представлены в таблице 6.6.

Таблица 6.6 – Влияние расстояния между опорными колесами на исследуемые показатели

Расстояние между колесами, м	Среднее давление, кПа	Максимальное давление, кПа	Минимальное давление, кПа
0,6	49,0	168,2	0,43
0,7	35,5	111,6	2,8
0,8	59,2	162,6	0,1

Из таблицы видно, что оптимальным расстоянием между колесами по критерию максимального и среднего давлений на грунт является 0,7 м.

Установим, как влияет на величины среднего, максимального и минимального давлений смещение центра тяжести от геометрического центра машины на величины от 0,125 до 0,25 м. Результаты расчетов занесем в таблицу 6.7.

Учитывая, что в исследуемом прототипе трактора координата центра тяжести смещена от геометрического центра машины на 140 мм, диаграмма распределения давлений для случая, когда ширина трака составляет 230 мм, натяжение ГО – 18 кН, расстояние между колесами – 0,7 м, отклонение координаты центра тяжести от геометрического центра – 0,14 м, представлена на рисунке 6.4.

Получена треугольная эпюра давлений. Траки с номерами 1 и 2 соприкасаются с опорной поверхностью, но не оказывают на нее значительного давления. Масса трактора перераспределяется на остальные траки. Этим

объясняется то, что значения средних давлений в таблицах 6.6 и 6.7 неодинаковы.

Таблица 6.7 – Результаты влияния координаты центра тяжести на исследуемые показатели

Отклонение координаты центра тяжести	Среднее давление, кПа	Максимальное давление, кПа	Минимальное давление, кПа
0	48,6	128,2	1,5
0,125	72,5	172,3	3,9
0,25	59,2	162,6	0,1

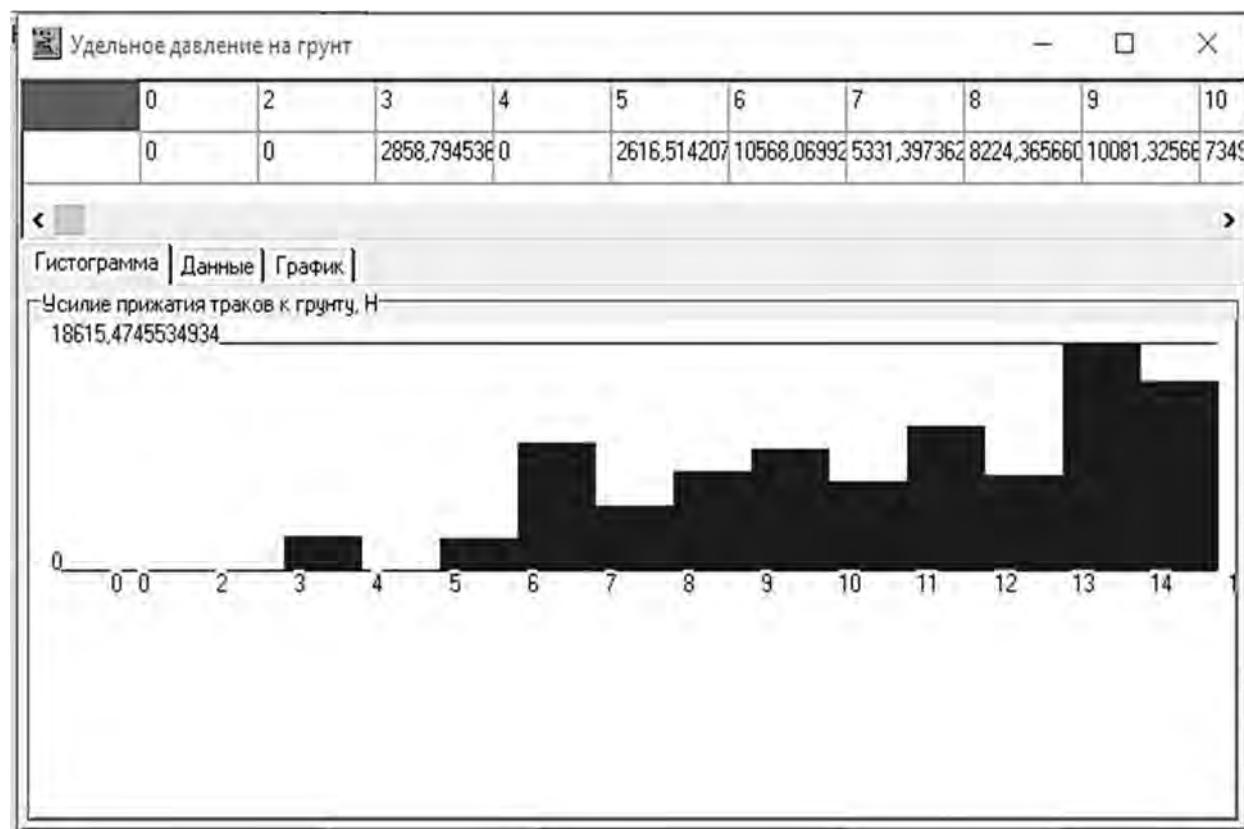


Рисунок 6.4 – Эпюра распределения давлений под каждым траком

Положение, занимаемое элементами движителя в данном случае, представлено на рисунке 6.5.

Анализ результатов расчетов показывает, что основные параметры ГД являются взаимозависимыми, что существенно затрудняет их обоснованный выбор при проектировании.

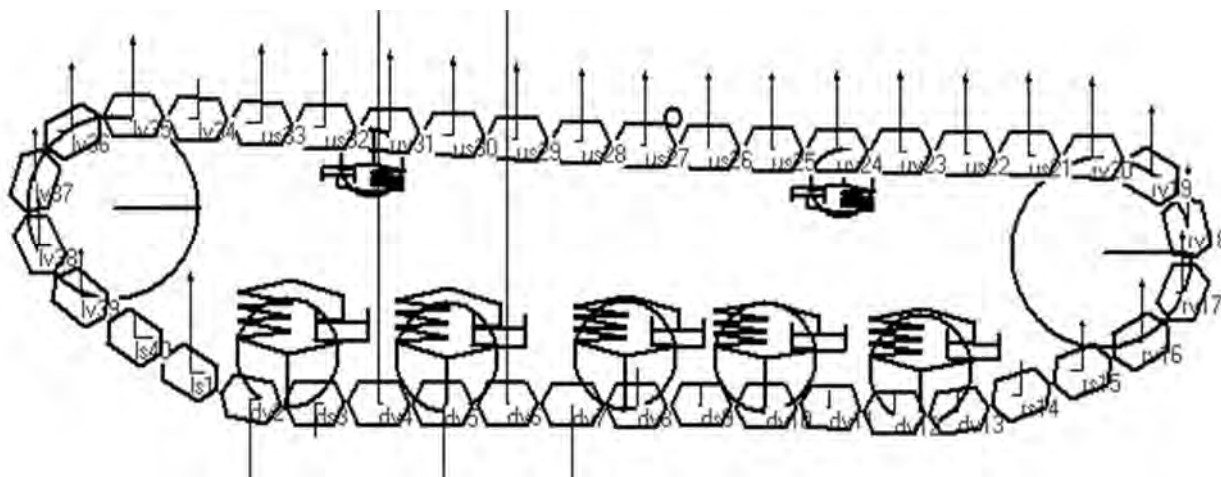


Рисунок 6.5 – Фрагмент работы ПО при расчете параметров двигателя с помощью имитационной модели

В связи с этим невозможна разработка регрессионных моделей с использованием теории планирования эксперимента, позволяющих установить наилучшие параметры из анализируемых, что существенно затрудняет принятие обоснованных решений при их выборе.

Представленные в таблицах 6.6 и 6.7 результаты расчетов показывают, что наилучшими, с точки зрения увеличения тягового усилия, являются ширина траков – 230 мм и натяжение ГО – 18 кН. При установлении таких значений среднее давление на грунт составляет 22,7 кПа при максимальном 59,9 кПа.

6.1.1 Результаты расчетов.

С целью выявления возможностей приведения эпюры давлений к прямоугольному виду были выполнены расчеты давлений на грунт с варьированием удельной жесткостью подвесок опорных колес для гусеничной машины массой 13,6 т, параметры ГО которой представлены на рисунке 6.6.

В качестве прототипа для проведения расчетов выбран гусеничный трактор «Беларус-1502». Определение давлений на грунт осуществлялось с помощью программного обеспечения.

Исходные данные для прототипа приведены в таблице 6.8, где даны обозначения в соответствии с рисунком 6.6.

Результатом расчета является эпюра давлений на грунт под каждым траком, изображенная на рисунке 6.7.

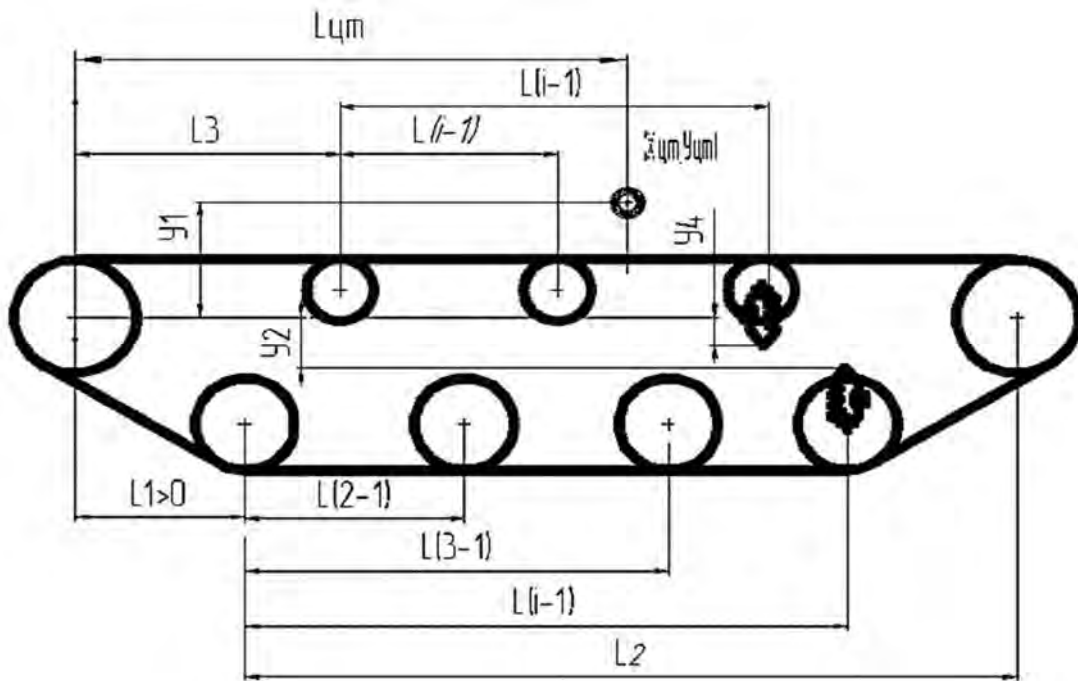


Рисунок 6.6 – Взаимное расположение элементов конструкции гусеничного движителя

Таблица 6.8 – Исходные данные для вычислительного эксперимента

Наименование	Единица измерения	Значение
Количество опорных колес	шт.	5
Количество поддерживающих колес	шт.	2
Расстояние l_1	м	0,68
Расстояние l_2	м	3
Расстояние l_3	м	0,9
Расстояние $l_{цм}$	м	2,17
Расстояние y_1	м	0,42
Расстояние y_2	м	0,29
Расстояние y_4	м	-0,2
Масса	кг	13600
Расстояние $l(2-1)$	м	0,58
Расстояние $l(3-1)$	м	0,68
Расстояние $l(4-1)$	м	0,54
Расстояние $l(5-1)$	м	0,58

Окончание таблицы 6.8

Наименование	Единица измерения	Значение
Удельная жесткость подвесок опорных колес	Н/м	80000
Количество траков на гусеничном обводе	шт.	40
Натяжение гусеничного обвода	кН	16

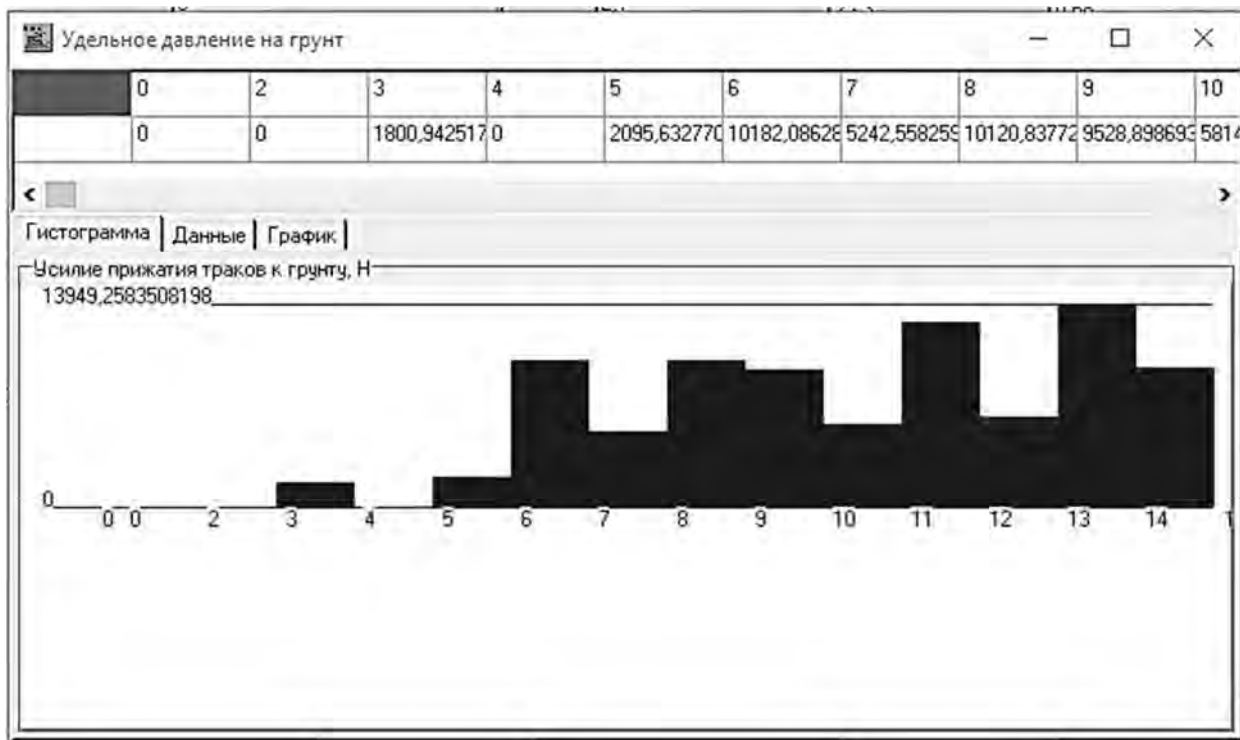


Рисунок 6.7 – Эпюра распределения давлений под каждым траком

Как видно из рисунка, гипотезу о линейности давления на грунт можно принять весьма условно. На характер эпюры влияет множество параметров, в том числе расстояние между колесами, ширина траков, величина натяжения ГО, но основное влияние оказывает величина смещения центра тяжести.

С целью нахождения варианта приведения эпюры давления к более симметричному виду, с внесением минимальных изменений в конструкцию ГО, выполнен ряд расчетных экспериментов с изменением удельной жесткости подвесок опорных колес. На рисунке 6.8 изображена эпюра для ГД с параметрами, представленными в таблице 6.8, и величинами удельной жесткости подвесок первого, второго и третьего колес – 80 кН/м, четвертого колеса – 100 кН/м, пятого колеса – 120 кН/м.

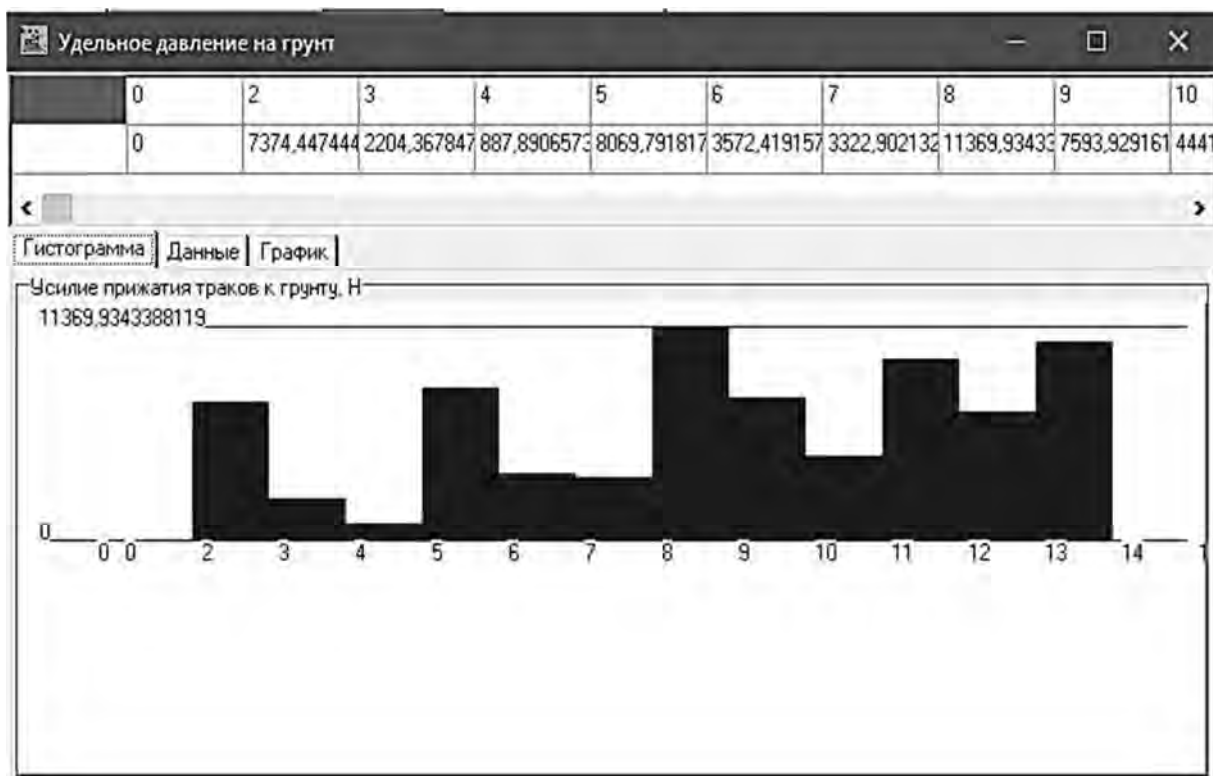


Рисунок 6.8 – Эпюра давлений на грунт под каждым траком

Как видно из рисунка 6.8, приведение эпюры давлений к прямоугольному виду – сложная задача, требующая не только учета геометрических параметров, но и величин удельной жесткости подвесок. Изменение этих величин по линейной зависимости не дает желаемого результата, т. к. существенную роль играет величина натяжения ГО, из-за которой крайние колеса приподнимаются над опорной поверхностью и оказывают меньшее давление на грунт.

На рисунке 6.9 изображена эпюра давлений для движителя с величинами удельной жесткости подвесок колес, представленными в таблице 6.9.

Таблица 6.9 – Величины удельной жесткости подвесок колес

Номер колеса	1	2	3	4	5
Удельная жесткость, кН/м	160	80	180	160	180

Анализ рисунков 6.7–6.9 показывает, что добиться приведения эпюры давлений к прямоугольному виду при смещении центра тяжести в сторону от геометрического центра – задача непростая. Из-за влияния натяжения ГО эпюра давлений может приобретать параболическую форму, даже

при изменении величин удельной жесткости подвесок крайних колес, по сравнению со средними, более чем в 2 раза.

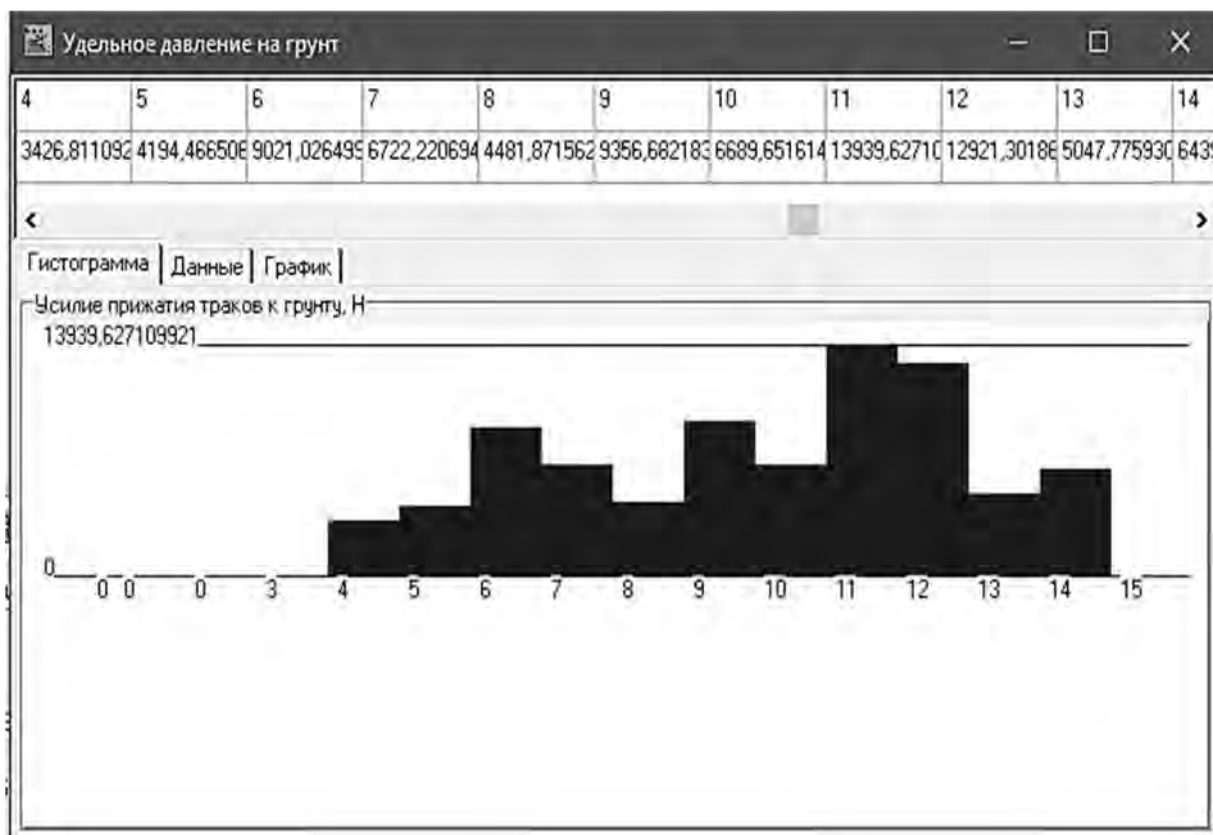


Рисунок 6.9 – Эпюра давлений на грунт под каждым траком

У промышленных бульдозеров тягового класса более восьмого изменение удельной жесткости подвесок опорных колес невозможно, т. к. используется жесткая подвеска.

Разработанная методика позволяет установить вид эпюр давления ГД на грунт. Форма эпюр давления, места расположения минимумов и максимумов в зависимости от факторов варьирования, представленных ранее, дают возможность установить их влияние на минимальные и максимальные величины давлений под каждым траком. Изменение факторов варьирования позволяет установить их оптимальное сочетание, необходимое для приведения эпюры давления к прямоугольному виду.

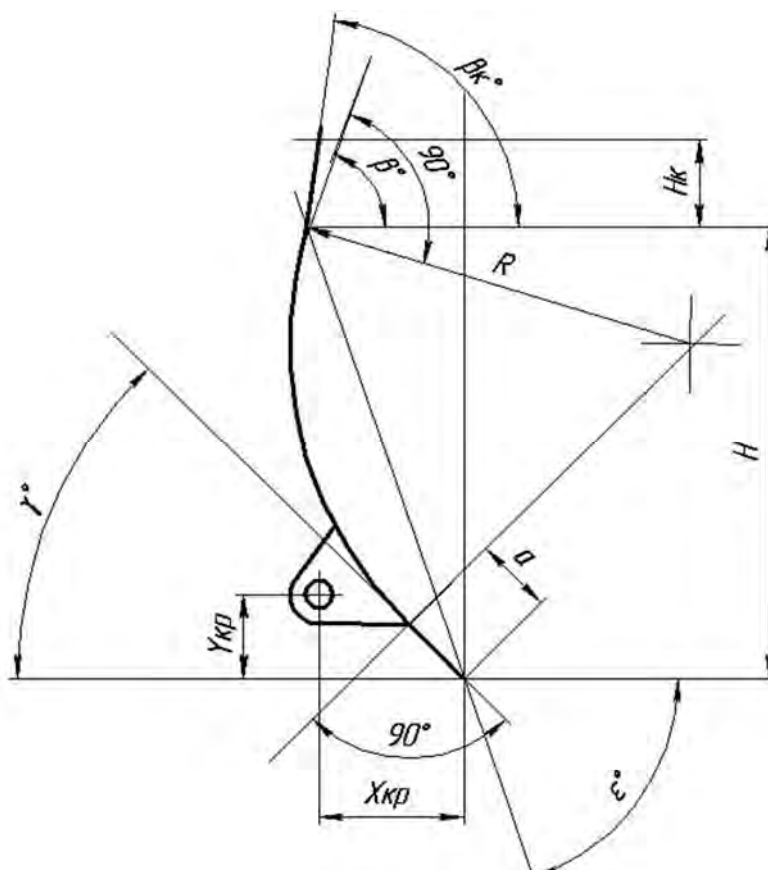
Имеются случаи, когда из-за конструктивных особенностей получение прямоугольного вида эпюры давления на грунт недостижимо при варьировании вышепредставленными факторами.

6.2 Анализ параметров рабочего оборудования

На силы сопротивления передвижению машины при разработке грунта отвальными рабочими органами существенное влияние оказывают параметры отвала.

Исследователями в области механики грунтов [88] выделялось более 30 параметров грунта. При определении характеристик копания по методикам, предлагаемым в данной монографии, рекомендуется учитывать следующие параметры грунта: категория, плотность, удельное сопротивление резанию, удельное сцепление, удельное остаточное сцепление, угол трения грунта по грунту, угол трения грунта по металлу. Все эти параметры оказывают влияние на силы сопротивления копанию при отделении грунта от массива и перемещении его в призме волочения.

Кроме параметров грунта, на силы сопротивления копанию оказывают влияние параметры профиля отвала, представленные на рисунке 6.10.



H – высота отвала; H_k – высота козырька отвала; γ° – угол резания; ϵ° – угол установки отвала; β° – угол опрокидывания; β_k° – угол установки козырька; a – длина ножевой части; X_{kp} , Y_{kp} – расстояния от точки крепления на раме до начала ножевой части соответственно

Рисунок 6.10 – Параметры профиля отвала

Проанализируем возможности улучшения параметров отвала, профиль которого изображен на рисунке 6.11, с точки зрения снижения сил сопротивления копанью.

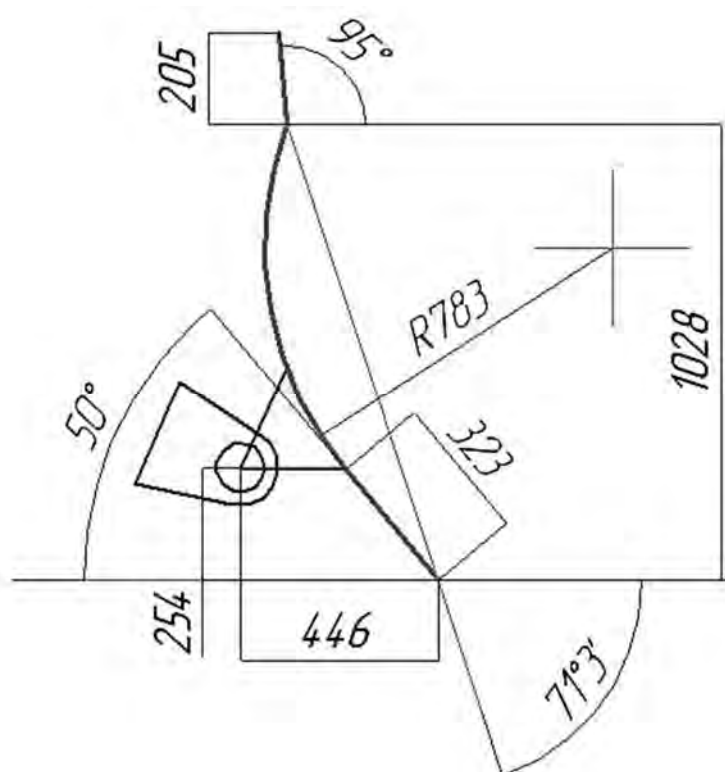


Рисунок 6.11 – Размеры элементов профиля отвала

На предварительном этапе расчетов определены параметры грунтов, при которых результаты, полученные по общепринятой методике, и результаты, полученные с помощью методики, предлагаемой в данной монографии, соответствуют друг другу.

Используемые при расчетах параметры грунтов первой и второй категорий представлены в таблице 6.10.

Таблица 6.10 – Параметры грунтов

Параметры	Значение			
	1к2500	1к3500	2к4000	2к4500
Идентификационное имя (формальный параметр)	1к2500	1к3500	2к4000	2к4500
Категория	1	1	2	2
Плотность, т/м ³	1,2	1,53	1,57	1,87
Угол наклона призмы волочения к горизонту, град	38	40	30	42

Окончание таблицы 6.10

Параметры	Значение			
Коэффициент разрыхления	1,08	1	1	1
Удельное сопротивление резанию, кПа	12	73	93	138
Удельное сцепление, кПа	4	20	27	35
Удельное сцепление грунта в призме волочения, кПа	0,5	2	2	3
Угол внутреннего трения, град	28	30	28	32
Угол трения грунта по металлу, град	26	28	26	30
Удельная жесткость, Па/м	2600	3500	4000	4500

Определим силы сопротивления копанию по общепринятой методике [89], средние силы сопротивления копанию, полученные с помощью ПО, амплитуду сил сопротивления копанию, процентное отклонение сил, полученных по общепринятой методике и методике, предложенной в данной монографии. Расчеты будем проводить при различных толщинах стружки и высотах призмы волочения. Результаты расчетов занесем в таблицу 6.11.

Отклонения значений сил сопротивления копанию, определенных по разным методикам, изменяются в пределах от 0 % до 68 %. Наиболее существенные различия имеются на начальном этапе копания. Однако на этом этапе значения сил сопротивления копанию очень малы из-за отсутствия призмы волочения и составляют 10 %...30 % от сил сопротивления копанию при полной призме волочения. Следует отметить, максимальные отклонения достигают 50 %.

С помощью программного обеспечения рассчитываются максимальные, минимальные и средние величины сил сопротивления копанию, в то время как с помощью традиционной методики определяются величины только средних значений.

Улучшение параметров отдельных элементов профиля отвала с точки зрения уменьшения сил сопротивления копанию подчиняется принципу суперпозиции.

Параметры профиля отвала, используемые в качестве факторов, являются взаимозависимыми, но не являются конфликтными. Таким образом, можно начать с анализа параметров любого элемента.

Окончание таблицы 6.11

Параметры	Значение									
	13,2	81,7	103,8	152,7	42,5	121,6	139,4	203,8		
Сила сопротивления копанию (предлагаемая методика), кН										
Средняя сила сопротивления копанию (предлагаемая методика), кН	41	79,2	92,4	124,3	59,1	187,5	139,7	204,8		
Амплитуда силы сопротивления копанию, кН	20	32,7	40,79	45,1	21,4	26,4	44,1	55,4		
Отклонения сил, полученных по разным методикам, %	68	3	11	19	28	35	0	0		
Высота призмы волочения, мм	0	0	0	0	760	760	760	760		
Толщина стружки, мм	400	400	400	400	400	400	400	400		
Сила сопротивления копанию, кН	18	109,2	138,8	204,6	40,9	139,3	167,2	244,6		
Средняя сила сопротивления копанию (предлагаемая методика), кН	41	109,5	120,9	189,6	47,8	179,8	177,8	278,1		
Амплитуда силы сопротивления копанию, кН	40,2	38,91	53,2	54,8	11,4	30,7	52,4	64,3		
Отклонения сил, полученных по разным методикам, %	56	0	13	7	14	23	6	12		

Вначале проанализируем влияние кривизны профиля отвала на величины сил сопротивления копанью для второй категории грунта при максимальной призме волочения и средней толщине стружки, равной 200 мм. Результаты расчетов занесем в таблицу 6.12.

Таблица 6.12 – Зависимости сил сопротивления копанью от радиуса криволинейной части отвала

Параметры	Значение								
	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600
Радиус криволинейной части профиля отвала, мм									
Сила сопротивления копанью, полученная традиционным методом, кН	109,4	109,4	109,4	109,4	109,4	109,4	109,4	109,4	109,4
Средняя сила сопротивления копанью (предлагаемая методика), кН	160,2	150,2	124,4	122,5	117,5	118,9	114,1	119,4	119,8
Амплитуда	36,9	35,4	38,1	36,59	37,1	37,5	34,7	35,5	35,7

Из таблицы видно, что минимальные силы сопротивления копанью соответствуют радиусу криволинейной части профиля отвала, равному 1200...1400 мм.

Дальнейшие расчеты будем вести при радиусе криволинейной части, равном 1200 мм. В таблице 6.13 представлены результаты определения сил сопротивления копанью при разных углах резания.

Таблица 6.13 – Зависимости сил сопротивления копанью от угла резания

Показатель	Угол резания, град	Сила сопротивления копанью, кН, при категории грунта с идентификационным именем				Среднее значение, кН
		1к2500	1к3500	2к4000	2к4500	
1	2	3	4	5	6	7
Сопротивление копанью	47	32,9	119,5	118,1	154,3	106
Амплитуда		20,2	30,1	32,5	49,8	33
Сопротивление копанью	50	35,9	115,7	129,2	158,7	109

Окончание таблицы 6.13

1	2	3	4	5	6	7
Амплитуда		20,2	30,6	31	49,8	32
Сопротивление копанию	53	35,8	117,1	117,4	141,7	103
Амплитуда		20,5	23,2	31	52,6	31
Сопротивление копанию	57	32,6	114,8	134,5	154,4	109
Амплитуда		20,5	29,7	42,8	51,7	36
Сопротивление копанию	60	35,9	113,5	117,2	170,8	109
Амплитуда		20,2	30,1	37,1	50,7	34

Анализируя значения сил сопротивления копанию и их амплитуд, приходим к выводу, что их вариации в исследуемом диапазоне углов резания незначительны. Тем не менее наиболее предпочтительно значение угла резания, равное 53°.

Исследованию подвергнем значения сил сопротивления копанию при разных углах установки отвала при полной призме волочения. Результаты расчетов занесем в таблицу 6.14.

Таблица 6.14 – Зависимость сил сопротивления копанию от угла установки отвала

Показатель	Угол установки отвала, град	Сила сопротивления копанию, кН, при категории грунта с идентификационным именем				Среднее значение, кН
		1к2500	1к3500	2к4000	2к4500	
1	2	3	4	5	6	7
Сопротивление копанию	68	35,9	114,7	117,3	153,2	105,3
Амплитуда		20,2	29,7	37,1	50,2	34,3
Сопротивление копанию	70	35,9	114,7	117,5	142,7	102,7
Амплитуда		20,2	29,7	37,1	49,9	34,2
Сопротивление копанию	72	35,2	114,7	117,3	142,5	102,4
Амплитуда		20,2	29,7	37,1	49,9	34,2

Окончание таблицы 6.14

1	2	3	4	5	6	7
Сопротивление копанию	74	46,2	114,7	117,2	143,9	105,5
Амплитуда		20,2	29,7	37,1	50,3	34,3
Сопротивление копанию	76	44,2	116,1	117,2	153	107,6
Амплитуда		20,26	30,6	37,1	50,7	34,7
Сопротивление копанию	78	48,9	114,7	117,2	142,7	105,9
Амплитуда		20,2	29,7	37,1	49,9	34,2

На основании полученных результатов можно сделать вывод о том, что практически во всем исследуемом диапазоне значения сил сопротивления копанию существенно не отличаются друг от друга. Таким образом, принятый при производстве данного типа отвалов угол, равный 71° , близок к оптимальному, но могут быть использованы и другие углы из диапазона $68^\circ \dots 76^\circ$. Угол может изменяться в сторону увеличения при разгрузке отвала, т. к. это может сократить скорость разгрузки.

Следующий параметр, подлежащий исследованию, – это длина прямолинейной части отвала, обозначенная размером «а» на рисунке 6.10. Угол установки отвала примем равным 71° .

При проведении расчетов будем изменять значение длины прямолинейной части отвала от 350 до 150 мм.

Анализ значений таблицы 6.15 показывает, что для выбранных параметров отвала длина прямолинейной части в выбранном диапазоне практически не оказывает влияния на изменение сил сопротивления копанию при полной призме волочения. Для дальнейших расчетов примем значение длины прямолинейной части, равное 200 мм.

Для определения результатов рекомендуемых изменений проведем расчеты сил сопротивления копанию для разных категорий грунта, толщин стружки и высот призмы волочения. Сравним полученные результаты с результатами, представленными в таблице 6.11. Полученные результаты занесем в таблицу 6.16.

При определении отклонения сил сопротивления копанию в процентах знак «минус» указывает на увеличение сил сопротивления копанию в предлагаемом отвале по сравнению с отвалом, устанавливаемым на бульдозер Минского тракторного завода (МТЗ).

Таблица 6.15 – Зависимость сил сопротивления копанию от длины прямолинейной части отвала

Показатель	Длина прямолинейной части отвала, мм	Сила сопротивления копанию, кН, при категории грунта с идентификационным именем категории грунта				Среднее значение, кН
		1к2500	1к3500	2к4000	2к4500	
Сопротивление копанию	350	35,9	115,7	117,4	156,3	106,3
Амплитуда		20,2	30,6	36,4	50,1	34,3
Сопротивление копанию	300	35,6	114,8	117,2	157,6	106,3
Амплитуда		20,2	29,7	37,1	49,9	34,2
Сопротивление копанию	250	35,8	116	117,1	154,7	105,9
Амплитуда		20,2	30,6	37,1	49,8	34,4
Сопротивление копанию	200	35,8	116,1	117,1	142,7	102,9
Амплитуда		20,2	30,6	37,1	49,8	34,4

Таблица 6.16 – Результаты расчета сил сопротивления копанию

Наименование параметра	Идентификационное имя категории грунта							
	1к2500	1к3500	2к4000	2к4500	1к2500	1к3500	2к4000	2к4500
	Сила сопротивления копанию, кН							
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Высота призмы волочения, мм	0	0	0	0	1040	1040	1040	1040
Толщина стружки, мм	100	100	100	100	100	100	100	100
Отвал МТЗ	5,7	25,5	32,8	45,1	31,8	147,8	183,6	229,8
Отвал предлагаемый	3,6	26,3	31,6	51,7	25,4	132,7	153,3	180,8
Отклонение	2,1	-0,8	1,2	-6,6	6,4	15,1	30,3	49
Процент отклонения	36,8	-3,1	3,7	-14,6	20,1	10,2	16,5	21,3
Высота призмы, мм	0	0	0	0	876	876	876	876

Окончание таблицы 6.16

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Толщина стружки, мм	200	200	200	200	200	200	200	200
Отвал МТЗ	20,1	54,2	66,3	101,5	49,5	130,5	158,5	194,7
Отвал предлагаемый	19,9	57,3	74,2	128,7	34,9	112,1	118,4	142,7
Отклонение	0,2	-3,1	-7,9	-27,2	14,6	18,4	40,1	52
Процент отклонения	1,0	-5,7	-11,9	-26,8	29,5	14,1	25,3	26,7
Высота призмы, мм	0	0	0	0	850	850	850	850
Толщина стружки, мм	300	300	300	300	300	300	300	300
Отвал МТЗ	41	79,2	92,4	124,3	59,1	187,5	139,7	204,8
Отвал предлагаемый	23,2	80	94,6	142,8	42,3	109,7	137,2	181,7
Отклонение	17,8	-0,8	-2,2	-18,5	16,8	77,8	2,5	23,1
Процент отклонения	43,4	-1,0	-2,4	-14,9	28,4	41,5	1,8	11,3
Высота призмы	0	0	0	0	850	850	850	850
Толщина стружки	400	400	400	400	400	400	400	400
Отвал МТЗ	41	109,5	120,9	189,6	47,8	179,8	177,8	278,1
Отвал предлагаемый	22,5	107,3	140,1	203,9	28,3	120,5	149,7	215,4
Отклонение	18,5	2,2	-19,2	-14,3	19,5	59,3	28,1	62,7
Процент отклонения	45,1	2,0	-15,9	-7,5	40,8	33,0	15,8	22,5

Анализ результатов расчетов показывает, что если в начале копания, при нулевой призме волочения, силы сопротивления копанию увеличиваются, то в конце процесса, т. е. при наполнении призмы волочения и транспортировании грунта, силы сопротивления копанию в отвале с предлагаемым профилем значительно уменьшаются. Увеличение сил сопротивления копанию в начале процесса в отвале с предлагаемым профилем достигает 16 %. Снижение этих сил в конце процесса копания достигает в отдельных случаях 40 %. Среднее уменьшение сил сопротивления копанию составляет для расчетных случаев 12 %.

Представленная методика позволяет определять не только средние значения сил сопротивления копания, но их амплитуду и частоту. Полученные результаты показывают, что на начальной стадии копания амплитуда колебаний силы сопротивления копания составляет около 80 % от среднего значения силы. На конечной стадии копания (при полной призме волочения) амплитуды сил сопротивления копания достигают 30 %...35 %. При росте призмы волочения силы сопротивления копания возрастают до трех раз, а амплитуды колебаний данной величины – немногим более чем в 2 раза.

Коэффициент динамичности нагрузок от сил сопротивления копания наиболее велик на стадии заглубления отвала. При полной призме волочения величины сил сопротивления копания почти в 10 раз превышают силы сопротивления резанию на стадии заглубления отвала, амплитуда колебаний этих сил на конечной стадии копания составляет примерно 30 %.

6.3 Анализ характеристик гусеничного бульдозера

Используя параметры ГД и рабочего оборудования, выбранные ранее, определим характеристики сил сопротивления копания, суммарные силы сопротивления перемещению машины, ускорения и скорости корпуса машины, моменты на ведущем колесе и входном валу трансмиссии, усилия в подвесках опорных колес при копании грунта первой категории с параметрами, приведенными в таблице 6.17.

Таблица 6.17 – Параметры грунта

Наименование параметра	Значение
Идентификационное имя	1к2800
Категория	1
Плотность, т/м ³	1,2
Угол наклона призмы волочения к горизонту	35
Коэффициент разрыхления	1
Удельное сопротивление резанию, кПа	30
Удельное сцепление, кПа	3,5
Удельное сцепление грунта в призме волочения, кПа	0,1
Угол внутреннего трения, град	28

Окончание таблицы 6.17

Наименование параметра	Значение
Угол трения грунта по металлу, град	24
Объемная удельная жесткость, кПа/м	2,8

При имитации рабочего процесса проводилось заглубление отвала на величину 200 мм. В процессе заглубления и далее на протяжении 14 с имитировалось движение на первой передаче. Толщина стружки изменялась от нуля до 200 мм по характеристике, представленной на рисунке 6.12.

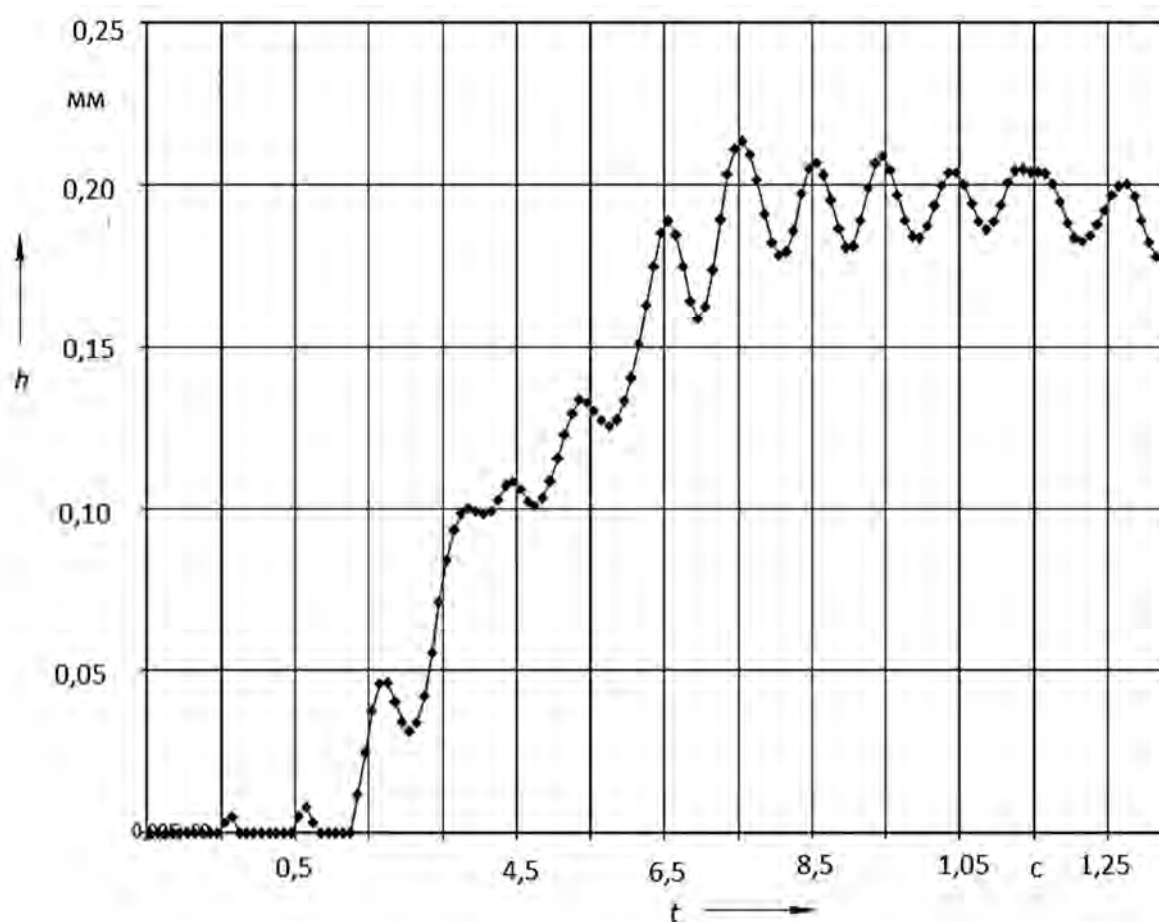
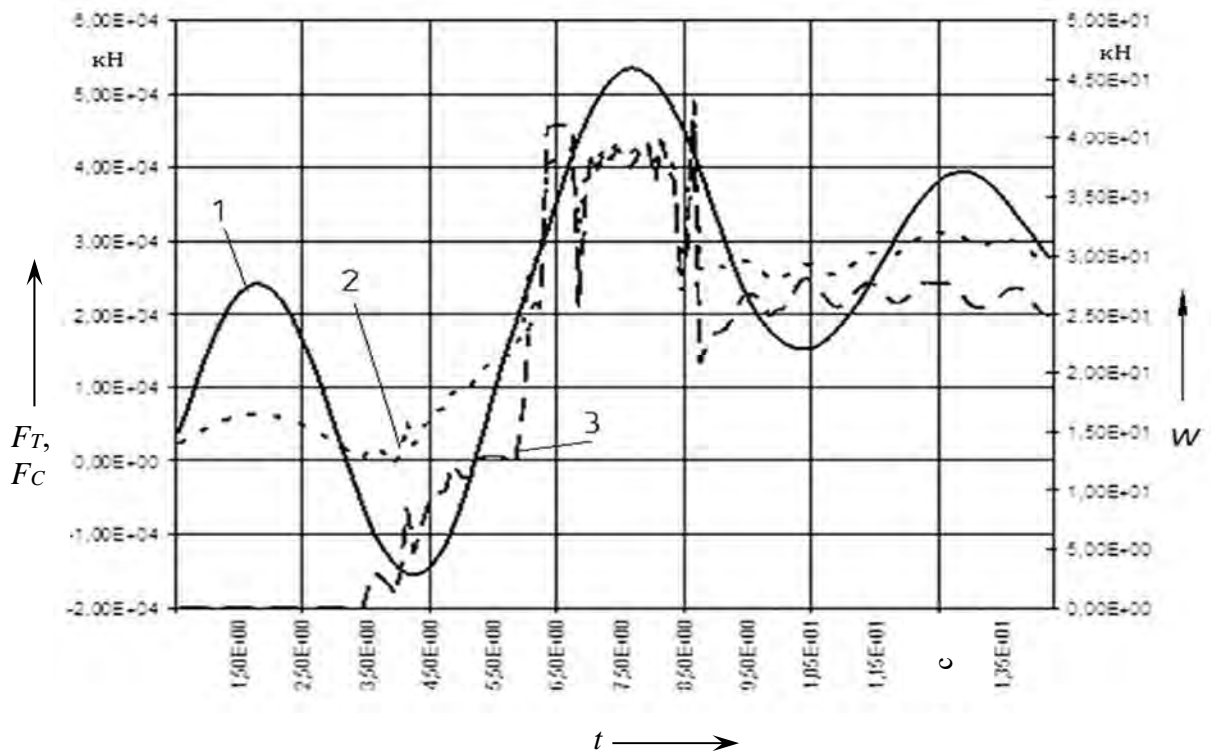


Рисунок 6.12 – Интенсивность изменения толщины стружки

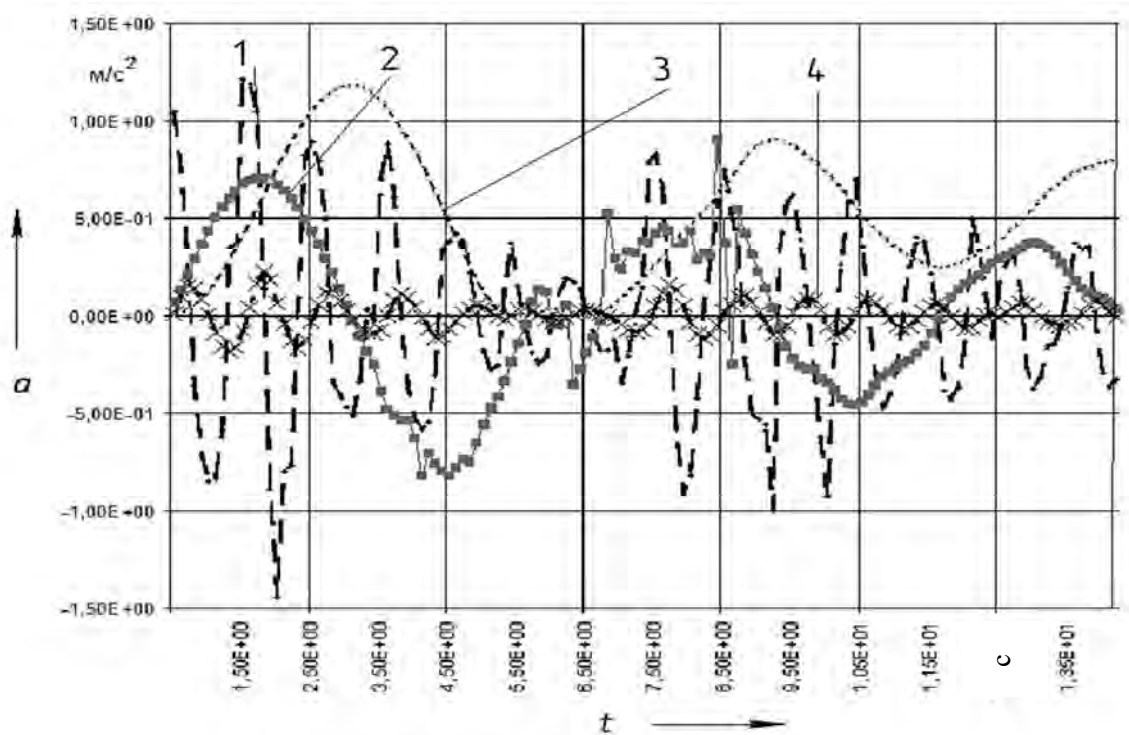
Движение проводилось при положении рычага акселератора, соответствующему 100-процентному нажатию. Исследуемые характеристики представлены на рисунках 6.13–6.16.

С целью сравнения исследуемых параметров при работе машины в режиме копания и в режиме обычного движения дополнительно выполнены аналогичные расчеты без заглубления отвала.



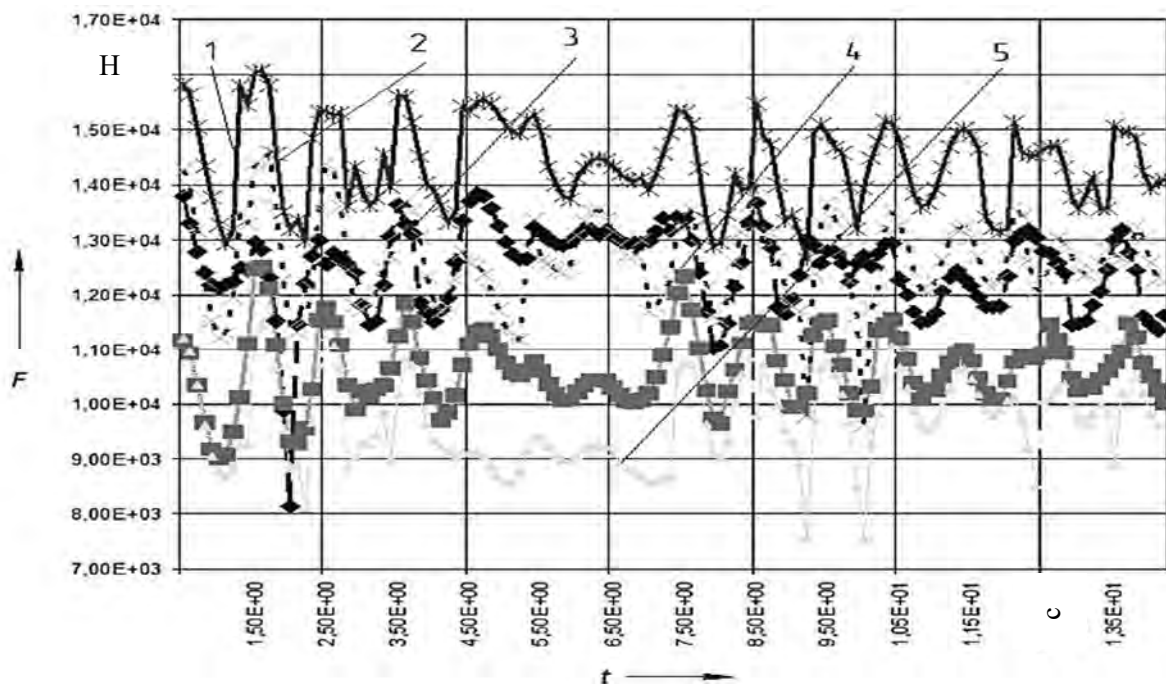
1 – сила тяги; 2 – сила сопротивления перемещению; 3 – сила сопротивления копанью

Рисунок 6.13 – Силы, действующие на бульдозер во время копания грунта



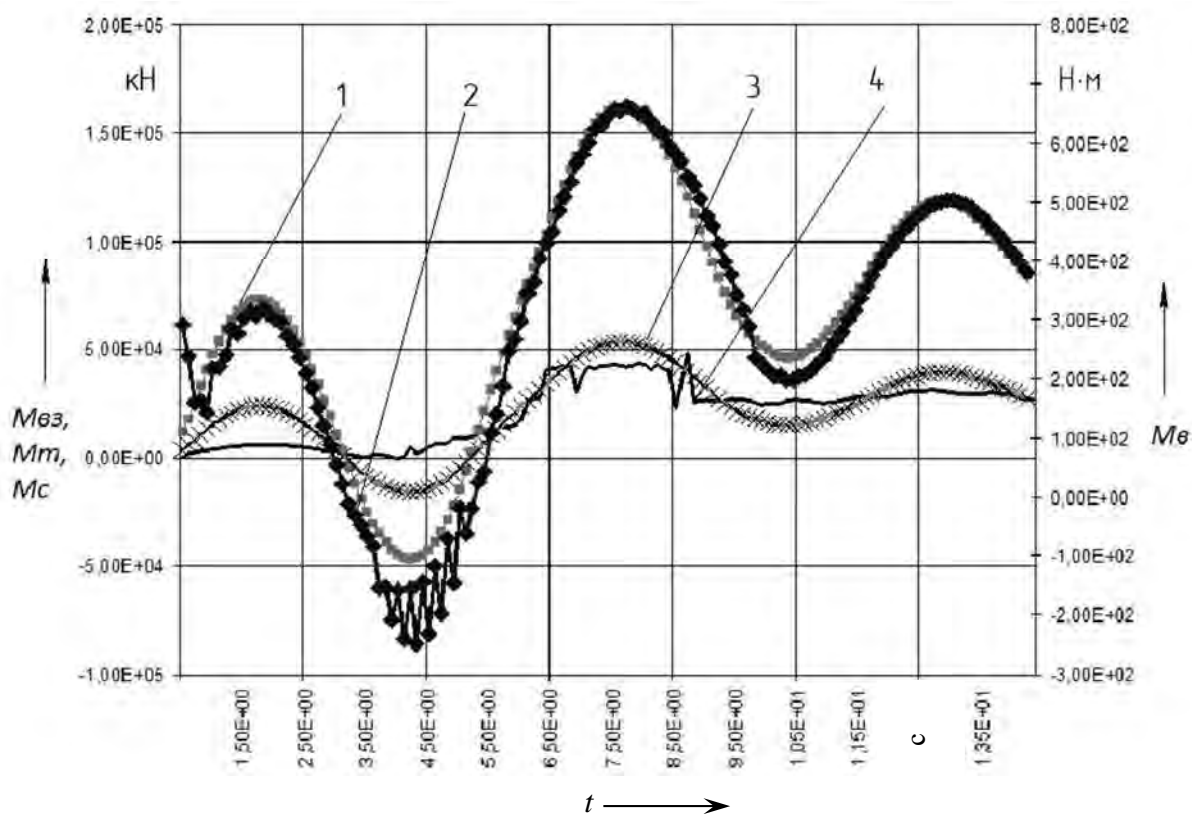
1 – ускорение машины по оси X; 2 – ускорение машины по оси Y; 3 – скорость машины по оси X; 4 – скорость машины по оси Y

Рисунок 6.14 – Ускорения и скорости машины по осям



1 – пятого колеса; 2 – четвертого колеса; 3 – третьего колеса; 4 – второго колеса; 5 – первого колеса

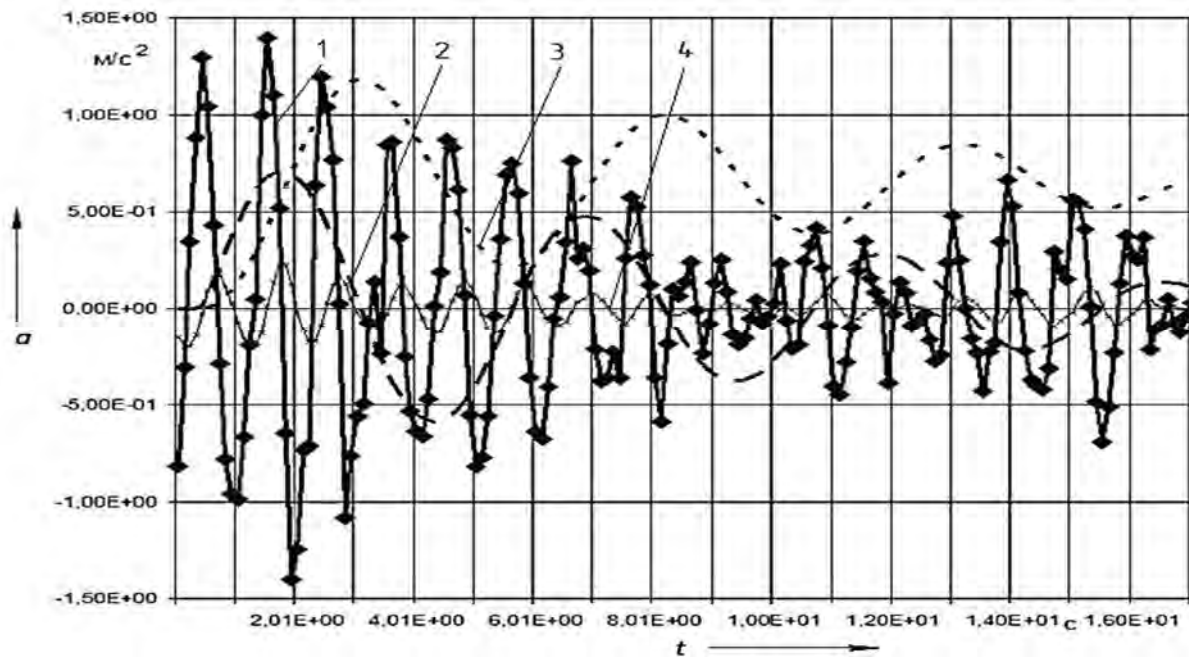
Рисунок 6.15 – Усилия в подвесках колес



1 – момент на валу ведущего колеса; 2 – момент на входном валу трансмиссии; 3 – сила тяги; 4 – сила сопротивления перемещению

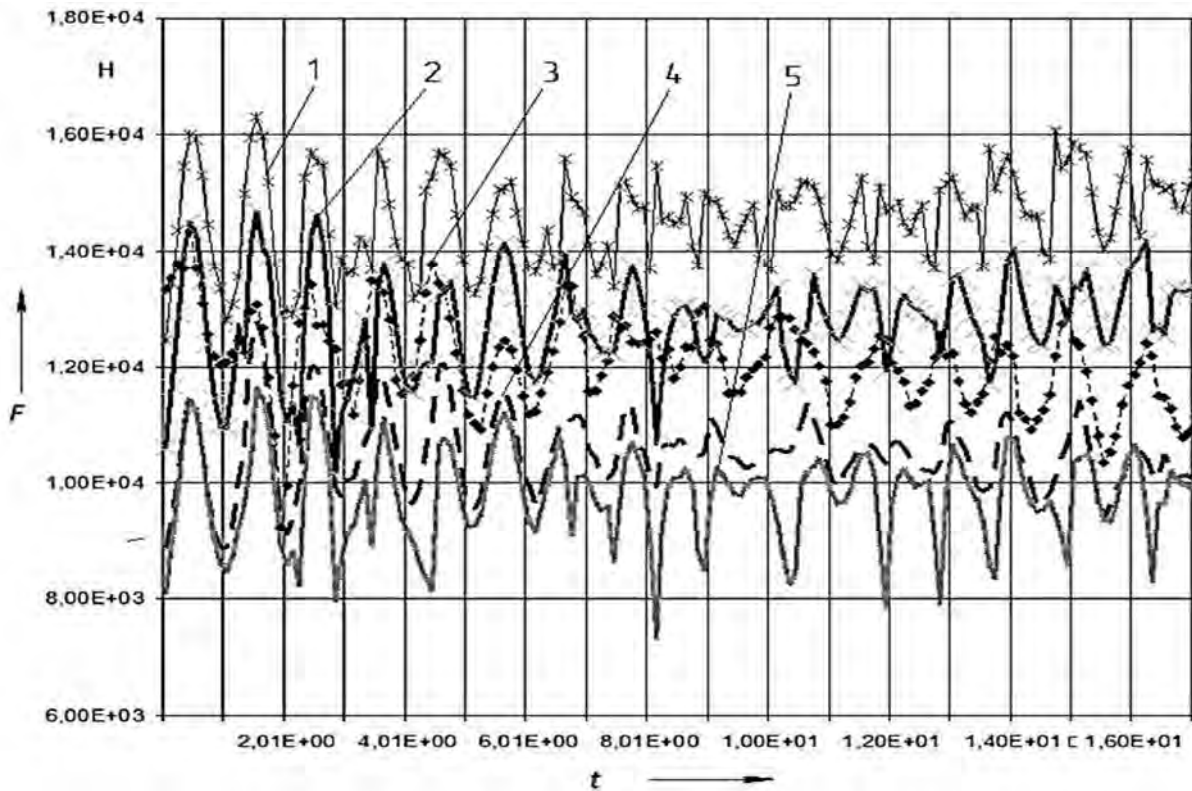
Рисунок 6.16 – Моменты на ведущей звездочке, входном валу трансмиссии, суммарное сопротивление перемещению и сила тяги

Результаты расчетов представлены на рисунках 6.17–6.19.



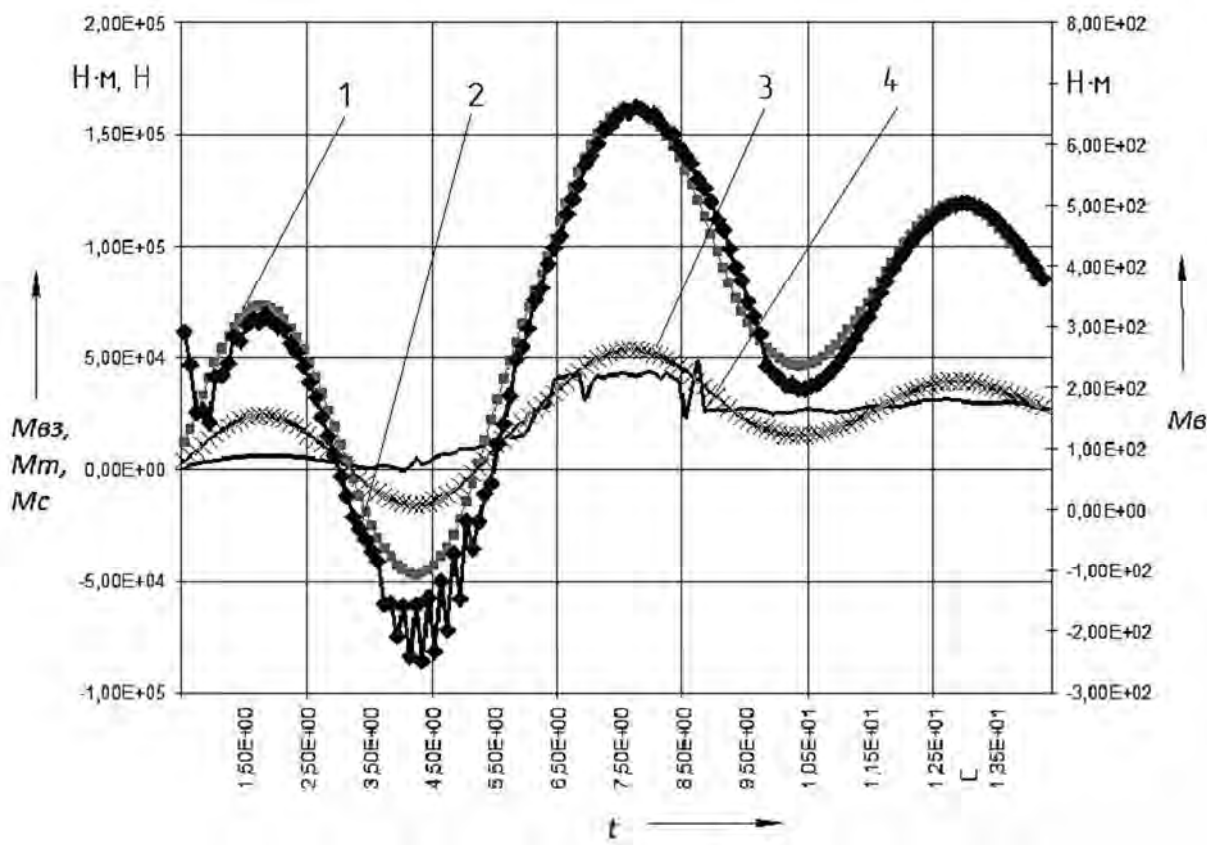
1 – продольное ускорение машины; 2 – вертикальное ускорение машины;
3 – продольная скорость машины; 4 – вертикальная скорость машины

Рисунок. 6.17 – Ускорения и скорости по осям координат



1 – первого колеса; 2 – второго колеса; 3 – третьего колеса; 4 – четвертого колеса

Рисунок 6.18 – Усилия в подвесках колес



1 – момент на валу ведущего колеса; 2 – суммарное сопротивление перемещению; 3 – сила тяги; 4 – момент на входном валу трансмиссии

Рисунок 6.19 – Моменты на валу ведущего колеса, входном валу трансмиссии, суммарное сопротивление перемещению и сила тяги

6.3.1 Анализ результатов расчетов.

На начальном этапе (до 3,5 с) толщина стружки увеличивается несущественно (см. рисунок 6.12). Силы сопротивления копанию близки к нулю. На машину действуют только силы сопротивления перемещению. Максимальные значения сил сопротивления перемещению не превышают 7 кН, сила тяги не превышает 25 кН, что соответствует показателям режима движения машины без копания. В этом режиме движения момент на валу ведущего колеса не превышает 40 кН·м, момент на входном валу трансмиссии не превышает 350 Н·м.

Периодичность изменения моментов составляет 6...8 с и определяется постоянными времени, характеризующими работу систем двигателя на переходных режимах, а также величинами удельной жесткости валов трансмиссии.

В процессе увеличения толщины стружки с 50 до 180 мм силы сопротивления копанию интенсивно возрастают с 15 до 40 кН в течение 1 с.

Примерно с той же интенсивностью возрастают суммарные силы сопротивления перемещению. Однако увеличение сил сопротивления перемещению не оказывает существенного влияния на изменение скорости движения машины, т. к. при движении машины без копания изменение скорости движения машины происходит с той же интенсивностью и периодичностью, хотя минимальная скорость движения меньше, и в течение процесса заглабления отвала снижается и приближается к нулю. Моменты, возникающие на валах трансмиссии, в это время существенно возрастают. В течение около 0,5 с момент на входном валу трансмиссии превышает максимальный момент, развиваемый ДВС, что объясняется наличием сил инерции трансмиссии.

После набора призмы волочения и достижения толщины стружки заданной глубины на рисунке 6.12 видно периодическое изменение толщины стружки в пределах 40...50 мм. Эти изменения вызывают изменения сил сопротивления копанию с той же периодичностью и амплитудой около 7 кН. При суммарном сопротивлении перемещению около 32 кН такие колебания не оказывают существенного влияния на изменение скорости машины (см. рисунок 6.14) и силы тяги (см. рисунок 6.13).

Изменение усилий, возникающих в подвесках колес, при движении машины в режиме копания и в свободном режиме показывает, что бульдозер во время движения находится в режиме автоколебаний.

Колебания сил сопротивления перемещению не вызывают существенных увеличений моментов на валах трансмиссии, однако максимальный момент на входном валу превышает максимальный, развиваемый на коленчатом валу ДВС, и имеет величину около 700 Н·м. Это обусловлено наличием сил инерции в ДВС и трансмиссии и происходит только в случае, когда подача топлива максимальна, коэффициент динамичности вращающего момента имеет значение 1,33.

Тем не менее нельзя сделать заключение о том, что трансмиссия сильно перегружена возникающими силами сопротивления передвижению.

6.4 Влияние параметров бульдозера на его интегральные показатели

Номенклатура показателей бульдозеров, установленная ГОСТ 4.122–87, не позволяет анализировать влияние параметров профиля отвала, ГД на такие интегральные показатели, как производительность машины, удельный расход топлива

В данном подразделе определены значения параметров ГД и рабочего оборудования бульдозера, позволяющие снизить удельное давление на грунт

и уменьшить силы сопротивления копанию. Значения этих параметров, которые наряду с другими эксплуатационными параметрами оказывают существенное влияние на эксплуатационные затраты, влияют на выбор потребителя и определяют конкурентные преимущества конкретных машин. Рассмотрим, каким образом изменения исследуемых параметров влияют на производительность бульдозера и удельный расход топлива.

По методикам, применяемым в настоящее время [89], техническая производительность при разработке грунта определяется по формуле

$$P_T = 3600 \frac{V}{T_{\text{ц}}}, \quad (6.1)$$

где V – объем призмы волочения;

$T_{\text{ц}}$ – время цикла.

Используя приведенные в работе методики, объем призмы волочения определен на основании геометрических параметров отвалов бульдозеров.

Время цикла при статическом расчете вычисляется по формуле

$$T_{\text{ц}} = \frac{L_p}{V_1} + \frac{L_n}{V_2} + \frac{L_p + L_n}{V_3} + 2t_n + t_c + t_o, \quad (6.2)$$

где L_p, L_n – длины пути резания (6...10 м) и пути перемещения грунта;

V_1, V_2, V_3 – скорости при зарезании (0,4...0,5 м/с), движении при перемещении грунта (0,9...1,0 м/с) и обратного хода (1,1...2,2 м/с);

t_n, t_c, t_o – время на разворот (10 с), на переключение передач (4...5 с) и на опускание отвала (1...2 с).

Используя зависимости (6.1) и (6.2), определим производительность бульдозеров «Беларус-1502» и бульдозера с предлагаемыми параметрами. Назовем их соответственно 1502 и 1502А.

Рост производительности (таблица 6.18) обеспечивается увеличением скорости движения трактора, обусловленной снижением сил сопротивления копанию. Предлагаемая методика позволяет определить значения параметров механизмов и систем бульдозера с целью улучшения показателей качества машины.

Таблица 6.18 – Параметры бульдозеров и их производительность

Наименование показателя	Бульдозер	
	1502	1502А
Объем призмы волочения, м ³	2,4	2,47
Производительность, м ³ /ч, при длине транспортирования без учета обратного хода и времени маневрирования, м:		
25	283	320
50	163	186
60	133	135
75	112	115
100	97	100
150	85	93
200	76	87
250	69	76

Резюме

Разработана структура гусеничной машины, где каждая из ее систем представлена в виде отдельного элемента, обладающего различной степенью сложности, имеющего параметры, максимально отражающие физические свойства моделируемых систем и механизмов. Отмечено, что каждая система должна описываться математической моделью, разработанной с использованием МФЭ.

Имитационная модель гусеничного бульдозера представлена в виде структуры, содержащей набор элементов, в которых свойства физических натуральных объектов определены в виде численных значений, а связи между взаимодействующими системами устанавливаются с помощью логико-математических зависимостей. Аналогичным образом представлены функциональные элементы, моделирующие рабочее оборудование бульдозера и грунт.

Формализованная объединенная структура позволяет использовать технологию классов объектно-ориентированного языка программирования. Объединение всех классов, которые являются имитациями механизмов и систем, в единую систему дает возможность создать единую информационную среду. Это позволяет оперативно изменять вводимую информацию, содержащую параметры исследуемых объектов, и получать результаты моделирования в мультимедийном представлении.

Разработанные алгоритмы являются основой ПО, которое обеспечивает расчет характеристик бульдозера в динамическом режиме, что дает возможность для определения характеристик в зависимости от основных параметров систем, оказывающих существенное влияние на работу бульдозера.

Имеется возможность определения основных параметров машины, отвечающих заданным условиям, варьируя различными параметрами систем, оказывающих значительное влияние на выходные характеристики бульдозеров.

7 Экспериментальные исследования процесса копания грунта отвалом бульдозера

7.1 Цели и задачи исследования

Целью экспериментальных исследований является получение численных значений сил сопротивления копанию, сопоставление их с теоретическими; определение влияния параметров отвала на величины сил сопротивления копанию на разных стадиях копания.

В задачи экспериментальных исследований входит:

- получение численных значений горизонтальной составляющей сопротивления копанию, а также интенсивности нарастания сил по мере роста призмы волочения для отвалов с разными параметрами;
- сопоставление полученных экспериментальных результатов с теоретическими;
- оценка адекватности теоретических исследований.

7.2 Установка для экспериментальных исследований

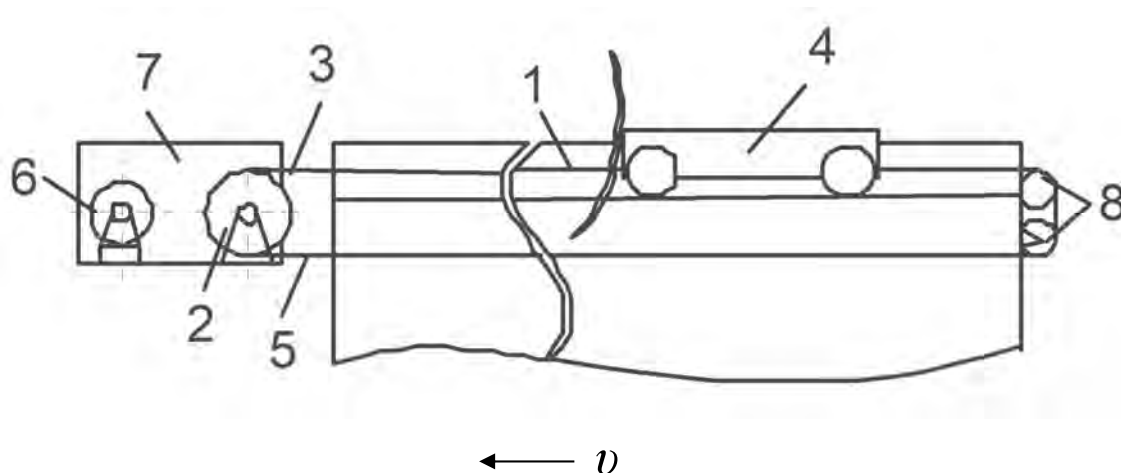
Эксперименты проводились в грунтовом канале. Экспериментальная установка состоит из следующих основных частей: грунтового канала, тележки с рабочим органом, тяговой станции, тензоизмерительного комплекта.

Грунтовой канал представляет собой емкость прямоугольного сечения высотой 1,2 м, шириной 1 м и длиной 8 м, заполненную песком. В верхней части канала имеются направляющие для установки тензометрической тележки в соответствии с рисунком 7.1.

Привод тележки осуществляется от электрического двигателя через редуктор с переменными передаточными числами посредством канатной тяги. Скорость передвижения тележки изменяется переключением редуктора.

Для устранения возможных перекосов при неравномерно распределенной нагрузке тележка приводится в движение через две ветви каната, прикрепленные симметрично относительно продольной оси тележки. Рабочее движение тележки осуществляется следующим образом: при включении двигателя 6 через редуктор 7 в движение приводится барабан 2. При вращении барабана 2 на него навивается ветвь 3 и сбегает ветвь каната 5. Реверс осуществляется посредством смены направления вращения ротора двигателя. При этом барабан вращается в противоположную сторону, и теперь на него

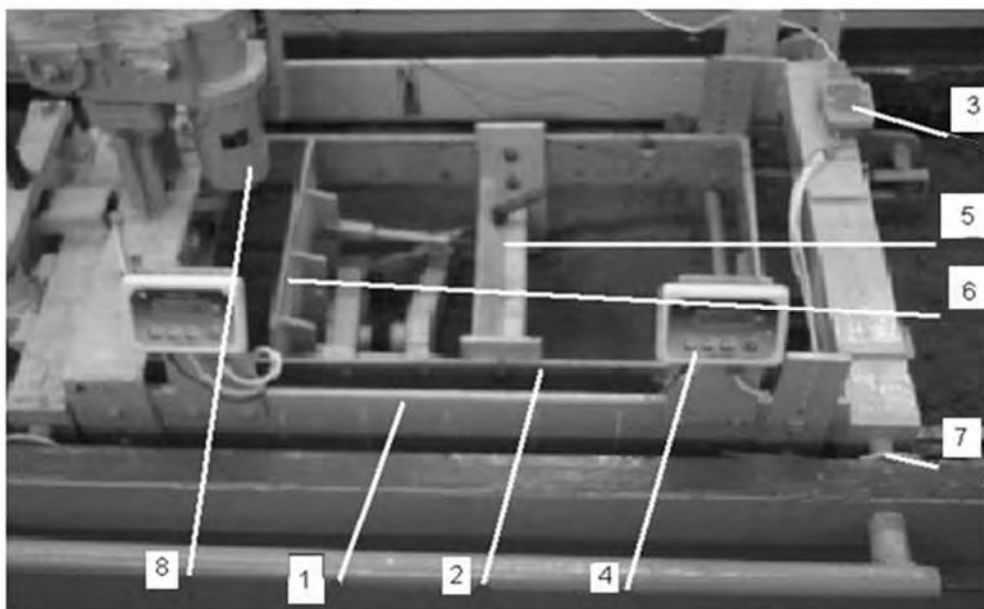
набегает ветвь каната 5 и сбегает ветвь каната 3. Тензометрическая тележка будет двигаться в противоположную сторону.



1 – канат; 2 – барабан; 3 – ветвь набегающая; 4 – тележка; 5 – ветвь сбегаящая; 6 – двигатель; 7 – коробка передач автомобильная; 8 – блоки неподвижные; v – направление рабочего движения

Рисунок 7.1 – Схема запасовки канатов

Основным элементом установки является тензометрическая тележка, общий вид которой представлен на рисунке 7.2.



1 – внешняя рама; 2 – внутренняя рама; 3 – тензопреобразователь; 4 – табло регистрации усилий; 5 – универсальная рама; 6 – отвал; 7 – опорные ролики; 8 – редуктор

Рисунок 7.2 – Общий вид тензометрической тележки

Состоит тележка из двух основных частей – внутренней тензометрической 2 и внешней 1 рам. Для измерения горизонтальной составляющей сопротивления копания используется свободная подвеска тензометрической рамы 2 с внешней рамой 1. Усилия определяются в связях, накладываемых на раму, тензометрическим датчиком (не показан) и тензометрическим преобразователем 3. В местах связей трение сведено к минимуму за счет применения подшипников качения.

Внешняя рама 1 установлена на опорных роликах 7 и подсоединена к тяговой станции. На этой раме установлена универсальная рама 5, к которой прикреплен отвал 6. Для возможности регулирования толщины стружки на раме 1 дополнительно установлен редуктор 8, кинематически связанный с внутренней рамой 2. Привод редуктора осуществляется шкивом.

На рисунке 7.3 изображена схема профиля отвала с размерами, оказывающими влияние на силы сопротивления копанию.

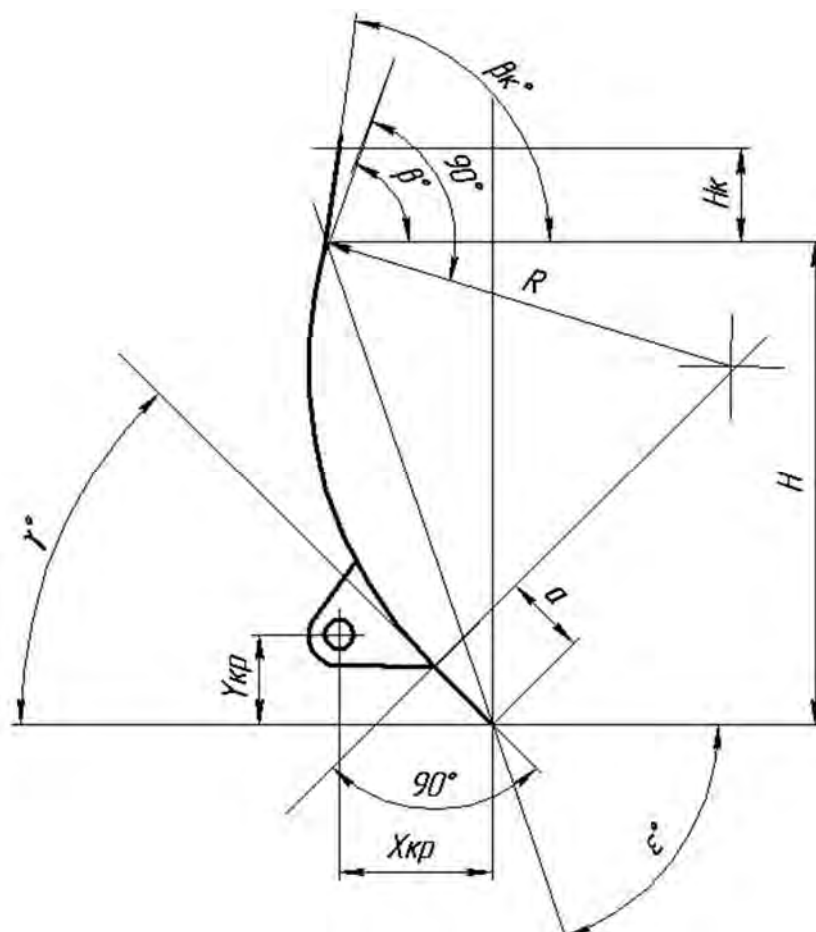


Рисунок 7.3 – Параметры профиля отвала

В таблице 7.1 представлены значения параметров профиля отвала для бульдозера, полученные на основании построения по методике [89]

(модель 1) и рекомендованные в результате проведения теоретических расчетов.

Таблица 7.1 – Параметры профилей отвалов

Параметры	Модель 1	Рекомендуемое значение
Высота отвала H , м	1,028	1,028
Высота козырька H_k , м	0,205	0,205
Точка крепления X_{KP} , м	0,446	0,446
Точка крепления Y_{KP} , м	0,254	0,254
Длина прямолинейной части отвала a , м	0,323	0,200
Ширина отвала B , м	3,630	3,630
Радиус кривизны отвала R , м	0,783	1,2
β , град	69,8	69,8
β_k , град	95	95
ϵ , град	71,3	71
γ , град	50	53

Для проведения экспериментальных исследований изготовлены модели отвалов с параметрами, применяемыми на практике и рекомендованными в результате теоретических исследований. Модели отвалов изображены на рисунке 7.4. Масштабный коэффициент для физических моделей равен 1:7.

Рабочий орган позволяет изменять толщину стружки путем вращения шкива редуктора δ (см. рисунок 7.2).

Запись результатов измерения осуществляется следующим образом. Сигналы с тензодатчика поступают на тензометрический преобразователь Z (см. рисунок 7.2) и далее через разъем RS 232 порта на персональный компьютер, на котором установлена программа обработки поступающих цифровых сигналов (рисунок 7.5). Программа обеспечивает конвертацию поступающего цифрового сигнала в файл формата Excel с записью числовых значений времени и усилия на датчике в момент его опроса. Таким образом, имеется возможность сохранения файлов со значениями времени и горизонтальной составляющей процесса копания грунта.

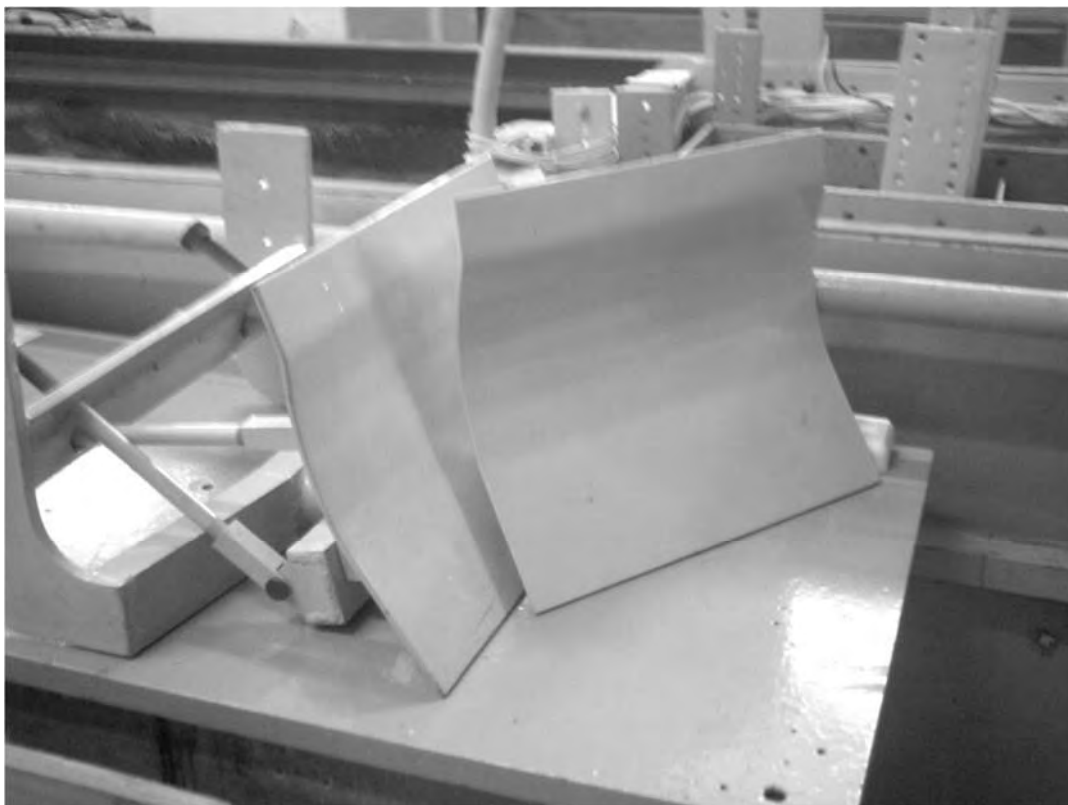


Рисунок 7.4 – Модели отвалов с универсальной рамой



Рисунок 7.5 – Тензометрическая тележка с компьютером

7.3 Методика проведения лабораторных исследований

При лабораторных исследованиях использовалась методика физического моделирования, разработанная В. И. Баловневым [108, 109].

Методика применялась с целью сокращения времени подготовки опытов и обеспечения по возможности идентичных условий при их повторении.

Для сопоставления экспериментальных результатов с теоретическими, полученными в разделе 6, использовались реальные физико-механические свойства грунта в канале и реальные размеры исследуемой модели.

Основой для получения модели грунта служил мелкозернистый речной песок, размер фракций которого не превышал 2 мм. Предварительно увлажненный песок перекапывался и уплотнялся с помощью электрической виброплощадки. В качестве показателя, определяющего подобие грунта по прочности, использовалось число ударов ударника ДорНИИ. Параметры ударника были изменены в соответствии с рекомендациями, изложенными в [108, 109]. Масштабный коэффициент составил $k = 10$. Модель грунта приготавливалась на девять ударов, что соответствовало второй категории грунта.

Опыты проводились в следующем порядке. Перед уплотнением грунта выглаживалась горизонтальная площадка с уровнем, соответствующим началу копания. Исследуемый отвал устанавливался в тензометрическую тележку. Производилось заглубление отвала на фиксированную величину. Далее включалась измерительная аппаратура и осуществлялся процесс копания грунта, результаты которого фиксировались оборудованием.

Перед проведением эксперимента с помощью сдвигового прибора замерялись сцепление и угол внутреннего трения, характеризующие свойства исследуемой категории грунта. Дополнительно измерялись угол внешнего трения, плотность грунта ненарушенной структуры, плотность разрыхленного грунта. Результаты этих измерений представлены в таблице 7.2.

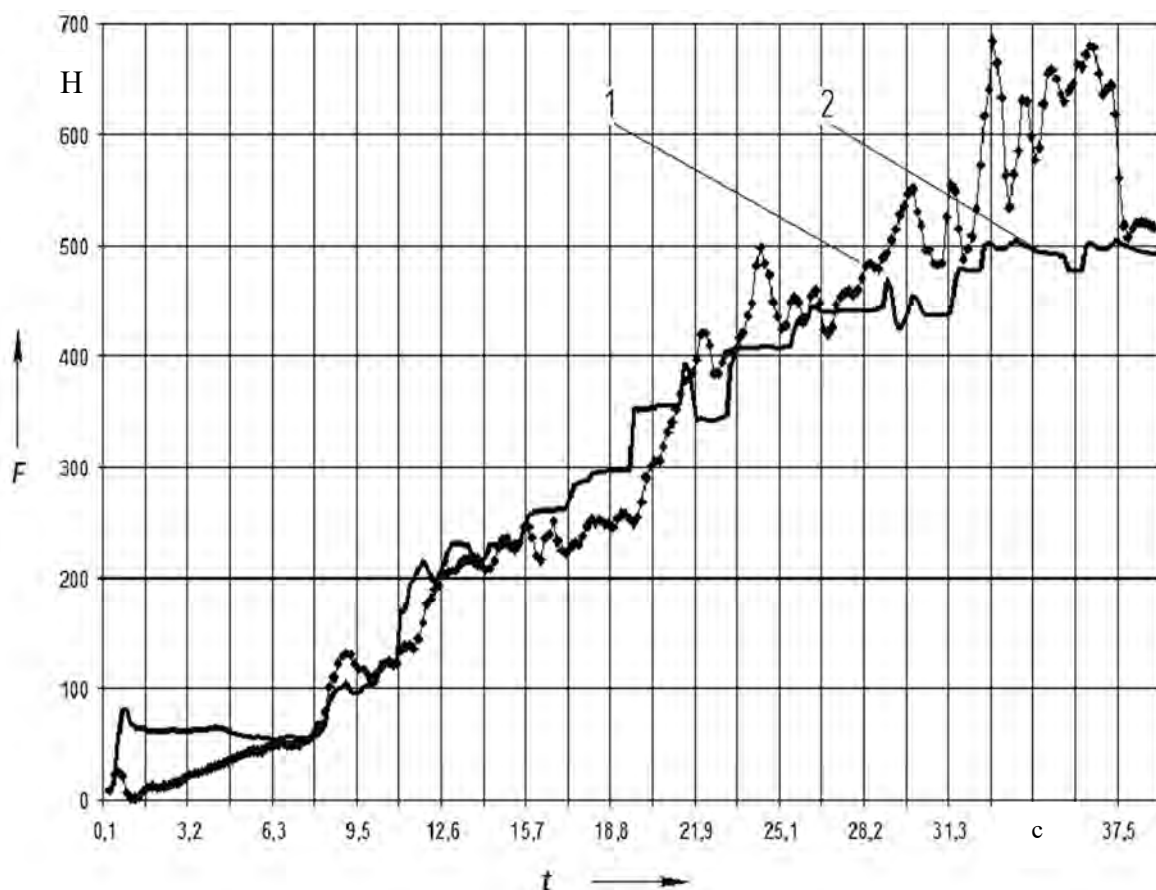
С целью исключения влияния систематических погрешностей, неконтролируемым образом изменяющихся во времени, а также для исключения влияния параметров, изменяющихся неконтролируемым образом в пространстве, например неоднородность грунта при некачественном уплотнении, в ходе эксперимента проводилась рандомизация опытов.

При последующей обработке результатов определялись максимальные и средние значения горизонтальной составляющей сопротивления копанию и соответствующие значения удельного сопротивления резанию.

Таблица 7.2 – Физико-механические свойства грунта

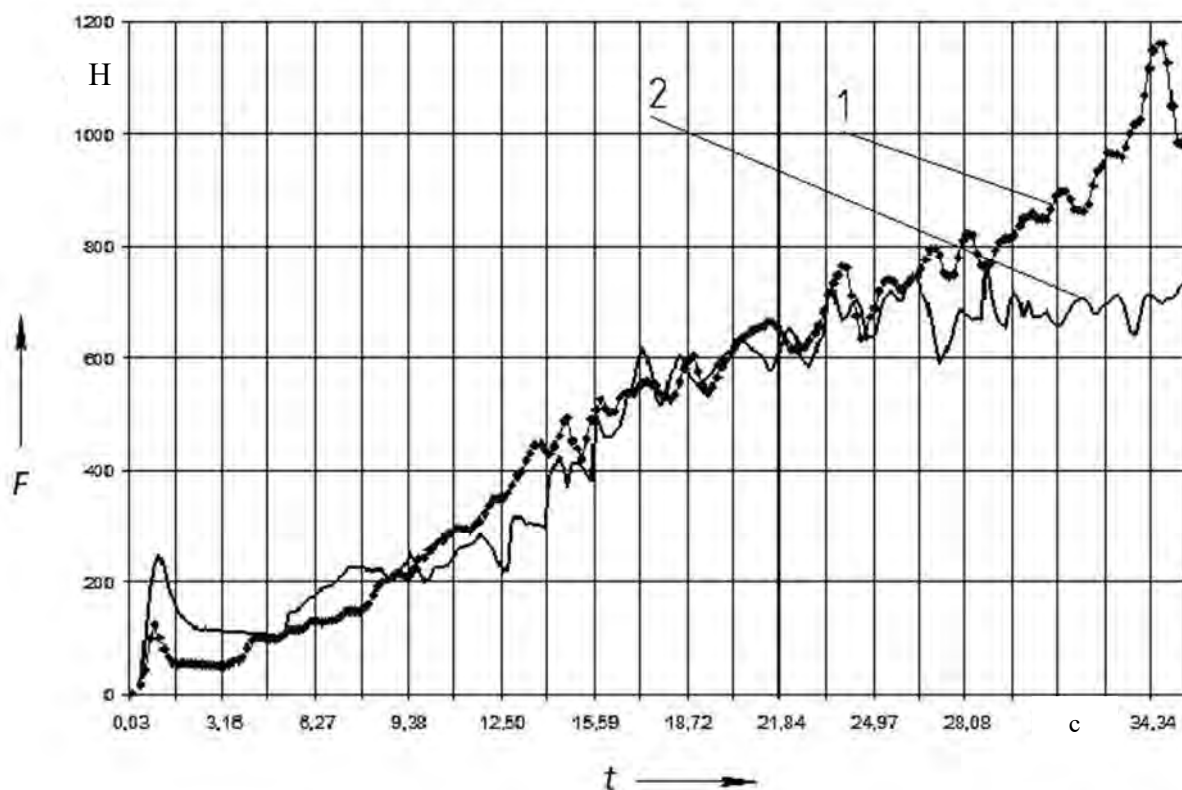
Наименование показателей	Вторая категория грунта
Число ударов плотномера	6
Сцепление грунта C , кПа	4
Остаточное сцепление грунта C_p , кПа	0,45
Угол внутреннего (грунта по грунту) трения ρ , град	28
Угол внешнего (грунта по металлу) трения ω , град	25
Плотность грунта на ноже ρ_s , т/м ³	1,7

На рисунке 7.6 представлена совмещенная осциллограмма для режимов копания испытуемыми моделями отвалов в процессе набора полной призмы волочения.



1 – модель 1 отвала; 2 – модель отвала с рекомендуемыми параметрами

Рисунок 7.6 – Осциллограмма сил сопротивления копанию при толщине стружки 2 см



1 – модель 1 отвала; 2 – модель отвала с рекомендуемыми параметрами

Рисунок 7.7 – Осциллограмма сил сопротивления копанию при толщине стружки 4 см

Процесс набора призмы волочения занимает обоими отвалами примерно одинаковое время. На начальной стадии копания у отвала с рекомендованными параметрами силы сопротивления копанию несколько выше. Этот процесс длится около 6 с. В дальнейшем, на протяжении набора призмы волочения практически до козырька отвала, рост сил сопротивления копанию на двух отвалах почти одинаков. На завершающей стадии набора призмы волочения силы сопротивления копанию на отвале с рекомендуемыми параметрами изменяются с меньшими величинами, чем на отвале «модель 1». Аналогичные результаты получены во время проведения теоретических исследований, представленных в разделе 6.

7.4 Методика определения необходимого числа опытов

Необходимое число опытов устанавливалось статистическим путем исходя из величины характерного для данного метода испытаний коэффициента вариации $K_{вар}$ и требуемой степени точности результата $K_{дон}$. Основываясь на многочисленных экспериментах по определению

механических свойств грунтов, проведенных в Институте горного дела [6, 11], принимаем рекомендуемое значение $K_{don} = 12 \%$.

Копание грунта представляет собой процесс периодического отделения стружки грунта с параллельным набором призмы волочения, сопровождающийся соответствующим изменением сил, что видно из осциллограмм, приведенных на рисунках 7.6 и 7.7. При фиксации экстремальных значений сил необходимо знать их минимальное количество, обеспечивающее принятую точность измерений. Для получения единого диапазона фиксации результатов измерений принята длина пути, которая обеспечивает набор полной призмы волочения для всех опытов с одинаковой толщиной стружки. Поскольку в ходе эксперимента количество колебаний сил трудно фиксировать, то определялись количество колебаний в процессе набора грунта, отклонение значений последующего максимума от предыдущего для того, чтобы получившаяся выборка экстремальных значений сил соответствовала налагаемым требованиям достоверности. Замеры производились для участка, соответствующего росту призмы волочения.

С этой целью проводились начальные эксперименты, данные для которых снимались на всей протяженности участка копания. После чего с помощью программного обеспечения определялись среднее арифметическое количества колебаний и разницы между соседними максимумами в процессе роста призмы волочения, их максимальные значения и среднеквадратичное отклонение.

Для определения необходимого числа опытов предварительно было проведено 10 опытов при одних и тех же условиях. По полученным средним значениям количества колебаний и математического ожидания разницы между соседними максимумами осуществлялась статистическая обработка. На основании результатов статистической обработки посредством методики [11] определялось рекомендуемое количество опытов. Результаты представлены в таблице 7.3.

Таблица 7.3 – Статистические данные опытов

Номер опыта	Количество колебаний	Математическое ожидание разницы между максимумами
1	15	33,3788
2	12	34,846
3	14	42,182

Окончание таблицы 7.3

Номер опыта	Количество колебаний	Математическое ожидание разницы между максимумами
4	13	35,9464
5	11	41,0816
6	13	42,182
7	12	38,514
8	15	32,6452
9	14	41,4484
10	14	35,9464
Математическое ожидание	13,3	31,51
Среднеквадратичное отклонение	1,26	7,22
Коэффициент вариации	9,47	22,9
$\frac{K_{доп}}{K_{вар}}$	1,26	0,52
Необходимое количество опытов		5

Таким образом, для каждой модели отвала с рекомендуемыми параметрами проводилось пять опытов при толщине стружки 0,02 м с записью результатов измерений в файл и последующим статистическим анализом результатов.

7.5 Сопоставление экспериментальных и теоретических исследований

Вследствие неизбежного рассеяния экспериментальных данных их обработка должна проводиться статистическими методами. Для каждого опыта из имеющихся значений составляющих сопротивления резанию определялось их среднее значение. После этого по результатам всех опытов, проводимых при одних и тех же условиях, окончательно рассчитывалось среднее значение параметра, по которому и определялось расхождение с расчетным значением.

При сопоставлении экспериментальных результатов с теоретическими, определенными по разработанной методике, возможны их расхождения.

Причинами расхождений являются:

- допущения, принятые в методике расчета и в расчетных схемах;
- неизбежные погрешности измерений при экспериментальных исследованиях;
- неизбежные погрешности при определении физико-механических свойств грунта.

Расхождения теоретических и экспериментальных значений для горизонтальной составляющей сопротивления резанию приведены в таблице 7.4. Результаты получены для первой категории грунта при толщине стружки 0,02 м, радиусе криволинейной части отвала 1,2 м, угле резания 53° , угле установки отвала 71° , длине прямолинейной части отвала 0,2 м. Эти параметры соответствуют рекомендуемым параметрам отвала. Сопоставительный анализ представлен в таблице 7.4.

Таблица 7.4 – Экспериментальные и теоретические результаты исследований

Номер опыта	Количество колебаний	Математическое ожидание разницы между максимумами	Среднее квадратичное отклонение
1	11	33,8	7,2
2	11	47,6	8,6
3	13	34,9	9,4
4	15	31,2	7,1
5	14	42,7	10,8
Теоретический	14	35,6	9,5

Анализ результатов, приведенных в таблице 7.4, показывает, что значения математического ожидания разницы между пиками колебаний находятся внутри диапазона тех же значений, полученных экспериментальным путем. Аналогичные результаты получены для среднего квадратичного отклонения.

Резюме

Экспериментальные исследования подтвердили теоретические положения о процессе копания грунта отвалом бульдозера.

Накопленный экспериментальный материал, полученный при разных режимах работы, позволил провести сопоставительный анализ по параметрам, доступным инструментальному контролю.

Анализ показал, что разработанные теоретические положения, используемые для копания грунта отвалом бульдозера, адекватно отражают характер явлений, происходящих при этом виде копания грунта, и дают хорошую сходимость с экспериментальными результатами.

8 Перспективы использования имитационных моделей гусеничного бульдозера

8.1 Оптимизация параметров профиля отвала по критерию минимизации сил сопротивления копанью

Одним из постоянных направлений модернизации рабочего оборудования является снижение сил сопротивления копанью. Уменьшение этого показателя автоматически приводит к повышению топливной экономичности и эффективности бульдозера. Проблемам снижения сил сопротивления копанью бульдозерами уделяется серьезное внимание, начиная с середины XX в. [2, 4]. Ученые, которые занимались решением данной проблемы, отмечают, что силы сопротивления копанью зависят от комплекса параметров отвала и грунта. На протяжении ряда лет предложено много методик, позволяющих определить силы сопротивления копанью в зависимости от параметров отвала и грунта. Однако практически все исследователи отмечают, что эти методики являются частными случаями для сложившихся уникальных условий, зависящих от типов грунтов и параметров отвалов. Многие предлагаемые методики определения сил сопротивления копанью отличаются высокой сложностью и тем не менее не дают достоверных результатов в разных условиях, позволяющих с высокой точностью определять на стадии проектирования силы, возникающие при разработке грунтов. На базе теории разработки грунтов отвальными рабочими органами Е. И. Берестова [27] были разработаны методика и программное обеспечение, позволяющие определить величины сил сопротивления копанью, возникающих при разработке грунтов, в зависимости от параметров отвала и грунта. Данная методика дает возможность на основании численного моделирования процесса копания грунта и теории планирования эксперимента определить наиболее оптимальные параметры профиля отвала для выбранного типа грунта.

Рассмотрим возможности оптимизации параметров профиля отвала для колесного бульдозера восьмого тягового класса. В качестве исходных данных примем значения, представленные в таблице 8.1.

В соответствии с условиями оптимизации параметры профиля отвала должны быть выбраны для заданной высоты и ширины.

Вначале определим силы сопротивления копанью без учета оптимизируемых параметров на основании общепринятых методик [89].

Таблица 8.1 – Исходные данные для определения сил сопротивления копанью

Наименование показателя	Значение
Масса машины, т	12,5
Ширина отвала без уширителей, м	2,8
Высота отвала, м	1
Максимальная толщина стружки, м	0,3
Плотность грунта, кг/м ²	1600
Удельное сопротивление грунта резанию, кПа	80
Коэффициент трения грунта по металлу	0,4
Коэффициент трения грунта по грунту	0,6

Силу сопротивления резанию вычисляем по формуле

$$W_p = k_p B h . \quad (8.1)$$

$$W_p = 80 \cdot 2,8 \cdot 0,3 = 67,2 \text{ кН.}$$

Высоту отвала с учетом толщины стружки находим по формуле

$$H = 1,05 - h . \quad (8.2)$$

$$H = 1,05 - 0,3 = 0,75 \text{ м.}$$

В зависимости от отношения высоты отвала к ширине ($H/B = 0,336$) по [89] определяем коэффициент призмы волочения: $k_{np} = 1,15$.

Вычисляем сопротивление перемещению призмы волочения грунта перед отвалом по формуле

$$W_{np} = \rho g \frac{BH^2}{2000k_{np}} (f_2 + i) . \quad (8.3)$$

$$W_{np} = 1600 \cdot 9,81 \frac{2,8 \cdot 0,75^2}{2000 \cdot 1,15} (0,6 + 0,24) = 9,1 \text{ кН.}$$

Сопротивление перемещению грунта вверх по отвалу находим по формуле

$$W_{mp} = \rho g \frac{BH^2}{2000k_{np}} f_1(\cos(\alpha))^2, \quad (8.4)$$

где α – угол резания, $\alpha = 50^\circ$.

$$W_{mp} = 1600 \cdot 9,81 \frac{2,8 \cdot 0,75^2}{2000 \cdot 1,15} 0,4 \cos^2(50) = 4,0 \text{ кН.}$$

Суммарную силу сопротивления копанию вычисляем по формуле

$$W_{сум} = W_p + W_{np} + W_{mp}. \quad (8.5)$$

$$W_{сум} = 67,2 + 9,1 + 4 = 80,3 \text{ кН.}$$

Силу сопротивления перемещению бульдозера определяем по формуле

$$W_{\bar{o}} = G(\omega + i), \quad (8.6)$$

где G – сила тяжести машины, $G = 134,89$ кН;

ω – коэффициент сопротивления перемещению, $\omega = 0,02$;

i – индекс уклона, $i = 0,24$.

$$W_{\bar{o}} = 134,89(0,02 + 0,24) = 35,07 \text{ кН.}$$

Суммарное сопротивление перемещению бульдозера во время копания вычисляем по формуле

$$W_{с\bar{o}} = W_{\bar{o}} + W_{сум}. \quad (8.7)$$

$$W_{с\bar{o}} = 35,07 + 80,3 = 115,37 \text{ кН.}$$

Максимальную силу тяги по сцеплению данной машины определяем по формуле

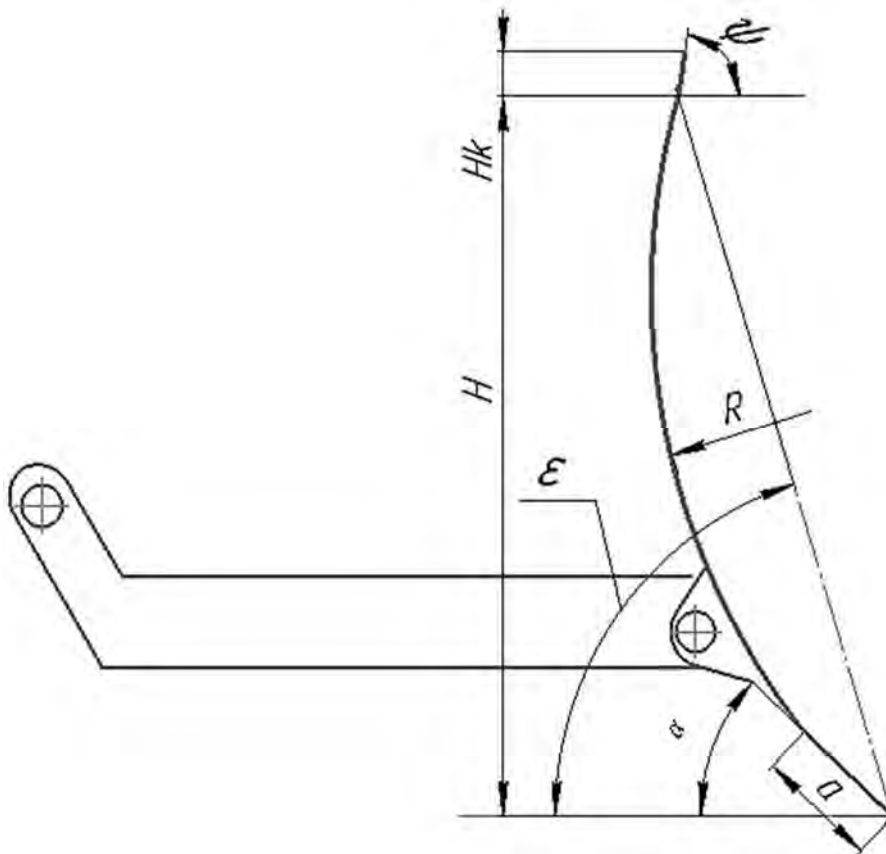
$$T_c = G\varphi, \quad (8.8)$$

где φ – коэффициент сцепления, $\varphi = 0,6$.

$$T_c = 134,89 \cdot 0,6 = 80,93 \text{ кН},$$

что значительно меньше суммарной силы сопротивления перемещению бульдозера. Поэтому разработка грунта второй категории с данными параметрами отвала и толщины стружки невозможна. Тем не менее достижение данного показателя является целевым фактором без уменьшения ширины резания. Таким образом, в качестве критерия оптимизации предложено выбрать минимизацию сил сопротивления копания.

На рисунке 8.1 представлен профиль отвала с параметрами.



a – длина прямолинейной части; α – угол резания; ε – угол установки отвала;
 R – радиус криволинейной части

Рисунок 8.1 – Профиль отвала с параметрами, принятыми для оптимизации

В качестве начальных значений параметров оптимизации примем следующее:

- угол резания $\alpha = 50^\circ$;
- длина прямолинейной части $a = 250$ мм;
- радиус кривизны отвала $R = 1000$ мм;
- угол установки отвала $\varepsilon = 80^\circ$.

Определять влияние выбранных факторов на величины сил сопротивления копания позволяют программное обеспечение и методика вычисления сил сопротивления копания с помощью имитационной модели рабочего оборудования, разработанная и изложенная в данной монографии. В соответствии с этой методикой отвал бульдозера и призма волочения представляются в виде взаимодействующих объектов (рисунок 8.2 [110]).

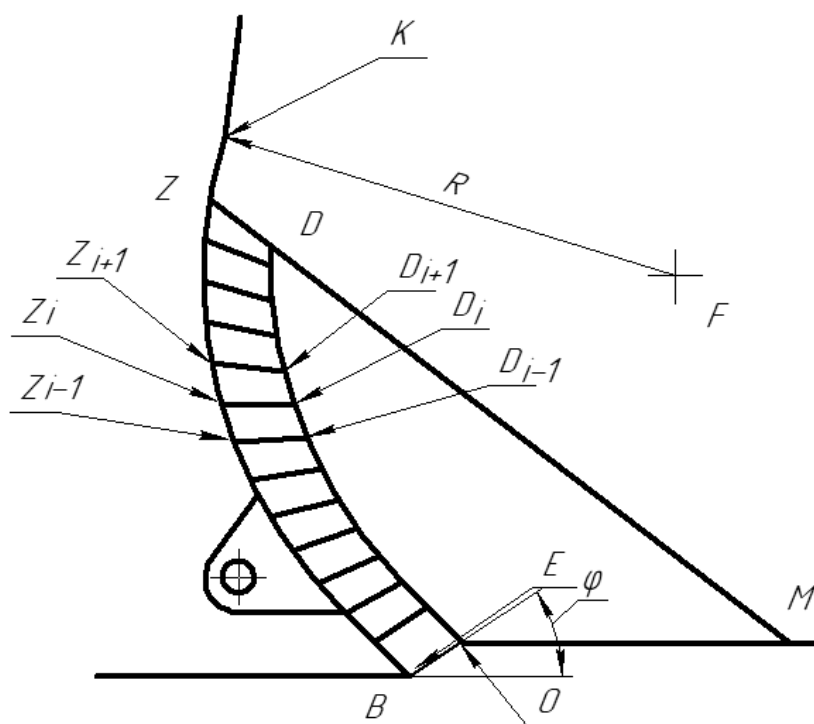


Рисунок 8.2 – Отвал с призмой волочения

Призма волочения на рисунке 8.2 представлена многоугольником $BZDM$, в котором выделены условно неподвижный треугольник OMD и условно подвижные сегменты $Z_i, Z_{i+1}, D_{i+1}, D_i$. Такой подход позволяет определять силы, возникающие в призме волочения, нормальные и касательные силы, действующие на отвал от сегментов призмы волочения, силы, возникающие при сдвигах грунта по площадке сдвига BO . Подробно методики определения сил сопротивления копания по данной методике изложены в [110–113].

Для определения зависимости сил сопротивления копания от выбранных факторов варьирования зададим уровни факторов варьирования параметрами отвала.

В качестве функции отклика примем суммарные силы сопротивления копания.

Предположим, что функция отклика будет описываться уравнением типа

$$F_k = b_0 + \sum_1^n b_i X_i + \sum_1^n b_{ii} X_{ii}^2 + \sum_1^{n-1} b_{ij} X_i X_j, \quad (8.9)$$

где $b_0 \dots b_i, b_{ii}, b_{ij}$ – коэффициенты регрессии;

X_i, X_{ii} – нормированные значения факторов варьирования.

Количество коэффициентов уравнения равно 15, таким образом, минимальное количество опытов может составлять 16 и более.

Определим число опытов полнофакторного эксперимента по формуле

$$n = 5^k, \quad (8.10)$$

где 5 – число уровней;

k – число факторов, $k = 4$.

Тогда

$$n = 5^4 = 625.$$

В связи с большим числом опытов необходимо использовать матрицу дробно-факторного эксперимента с звездными плечами факторов и пятью уровнями варьирования.

Нормированные и действительные значения факторов представлены в таблице 8.2.

Дробно-факторный эксперимент проведем с помощью имитационного моделирования с использованием программного обеспечения. Для вычислений примем параметры грунта, соответствующие третьей категории, которые представлены в таблице 8.3.

Матрица планирования дробно-факторного эксперимента с нормированными и действительными значениями факторов, а также значениями функций отклика, полученными в результате проведения имитационного эксперимента, представлена в таблице 8.4.

Таблица 8.2 – Нормированные и действительные значения факторов варьирования

Наименование фактора	Единица измерения	Уровень фактора				
		$-w$	-1	0	1	$+w$
Нормированные значения факторов	–	$-w$	-1	0	1	$+w$
Угол резания α ($X1$)	град	40	45	50	55	60
Длина прямолинейной части a ($X2$)	мм	200	225	250	275	300
Радиус кривизны отвала R ($X3$)	мм	800	900	1000	1100	1200
Угол установки отвала ε ($X4$)	град	70	75	80	85	90

Таблица 8.3 – Принятые параметры грунта

Наименование параметра	Значение
Угол внутреннего трения, град	28
Угол трения грунта по металлу, град	23
Угол наклона призмы волочения к горизонту, град	40
Удельное сцепление грунта ненарушенной структуры, Па	15
Удельное сцепление грунта нарушенной структуры, Па	1
Удельное сопротивление резанию, кПа	80
Коэффициент жесткости, кПа/м	3000

Таблица 8.4 – Матрица дробно-факторного эксперимента с функциями отклика

Номер опыта	$X1$	$X2$	$X3$	$X4$	F_{\min}	F_{\max}
1	+1	+1	+1	+1	86	96
2	-1	+1	+1	-1	73	86
3	+1	-1	+1	-1	66	75
4	-1	-1	+1	+1	124	137
5	+1	+1	-1	-1	82	93
6	-1	+1	-1	+1	82	86
7	+1	-1	-1	+1	86	96

Окончание таблицы 8.4

Номер опыта	X1	X2	X3	X4	F_{\min}	F_{\max}
8	-1	-1	-1	-1	78	89
9	0	0	0	+1.25	133	145
10	0	0	0	-1,25	74	84
11	0	0	+1,25	0	76	87
12	0	0	-1,25	0	88	99
13	0	+1,25	0	0	75	86
14	0	-1,25	0	0	75	86
15	+1,25	0	0	0	76	87
16	-1,25	0	0	0	116	131
17	0	0	0	0	76	87

Анализ таблицы 8.4 показывает, что значения сил сопротивления копанью в зависимости от выбранных параметров профиля отвала могут изменяться от 74 до 137 кН, что указывает на перспективность оптимизации по выбранным факторам.

После проведения опытов на основании функций математической статистики построено уравнение регрессии. В связи с малым количеством опытов не удалось определить коэффициенты регрессии в соответствии с принятым типом полинома, поэтому коэффициенты регрессии были рассчитаны для уравнения типа

$$F_k = b_0 + \sum_1^n b_i X_i + \sum_1^n b_{ii} X_{ii}^2. \quad (8.11)$$

Рассчитанные значения коэффициентов регрессии следующие: $b_0 = 98,84$, $b_1 = -7,37$, $b_2 = 2,34$, $b_3 = -3,73$, $b_4 = -11,7$, $b_5 = 1,66$, $b_6 = -7,26$, $b_7 = 12,81$, $b_8 = 6,5$.

На основании функции (8.11) и полученных коэффициентов регрессии построены зависимости функций отклика от каждого фактора варьирования при значениях остальных факторов, равных 0, -1 и +1.

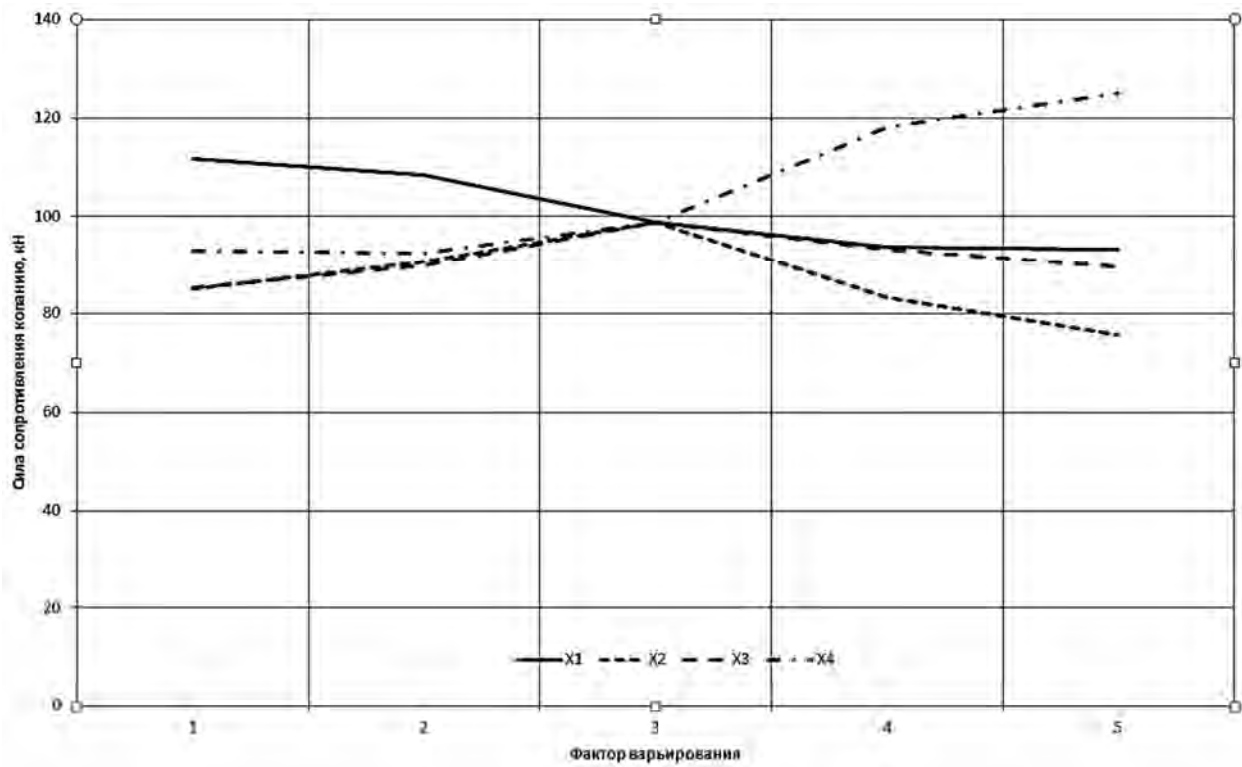


Рисунок 8.3 – Изменение факторов X_1 , X_2 , X_3 , X_4 при нулевых значениях остальных факторов

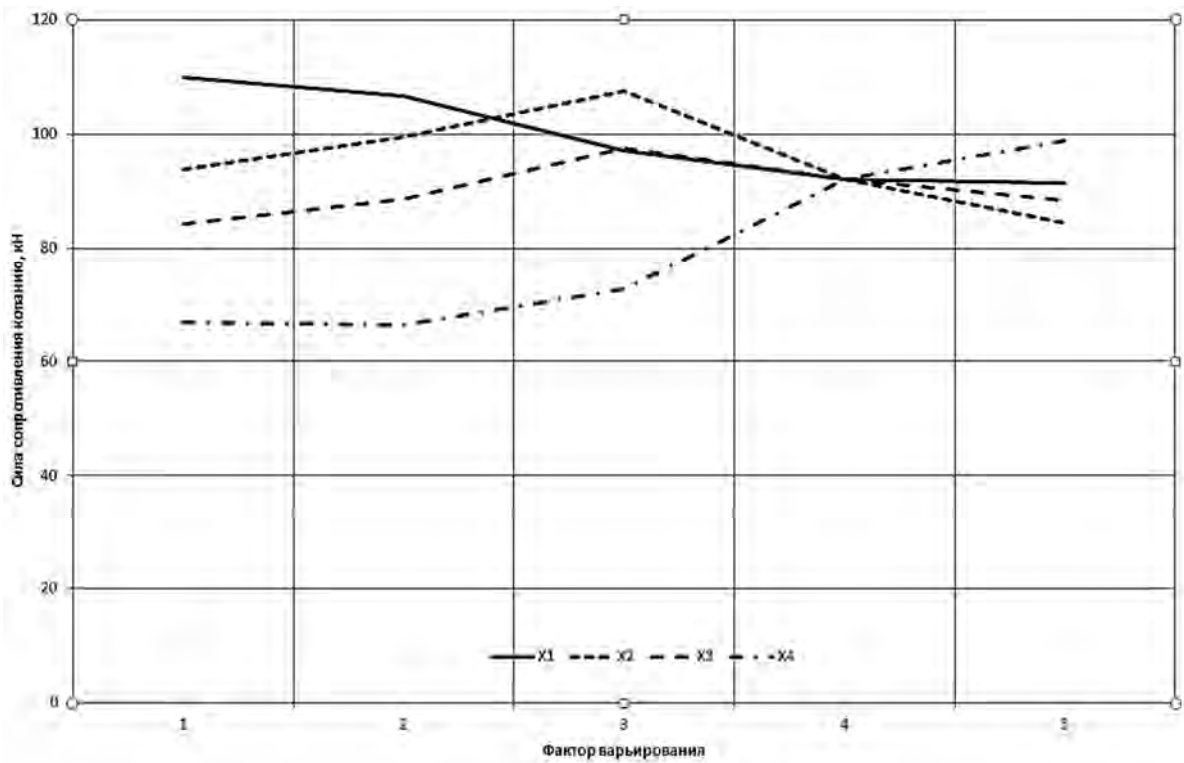


Рисунок 8.4 – Изменение факторов X_1 , X_2 , X_3 , X_4 при значениях остальных факторов, равных +1

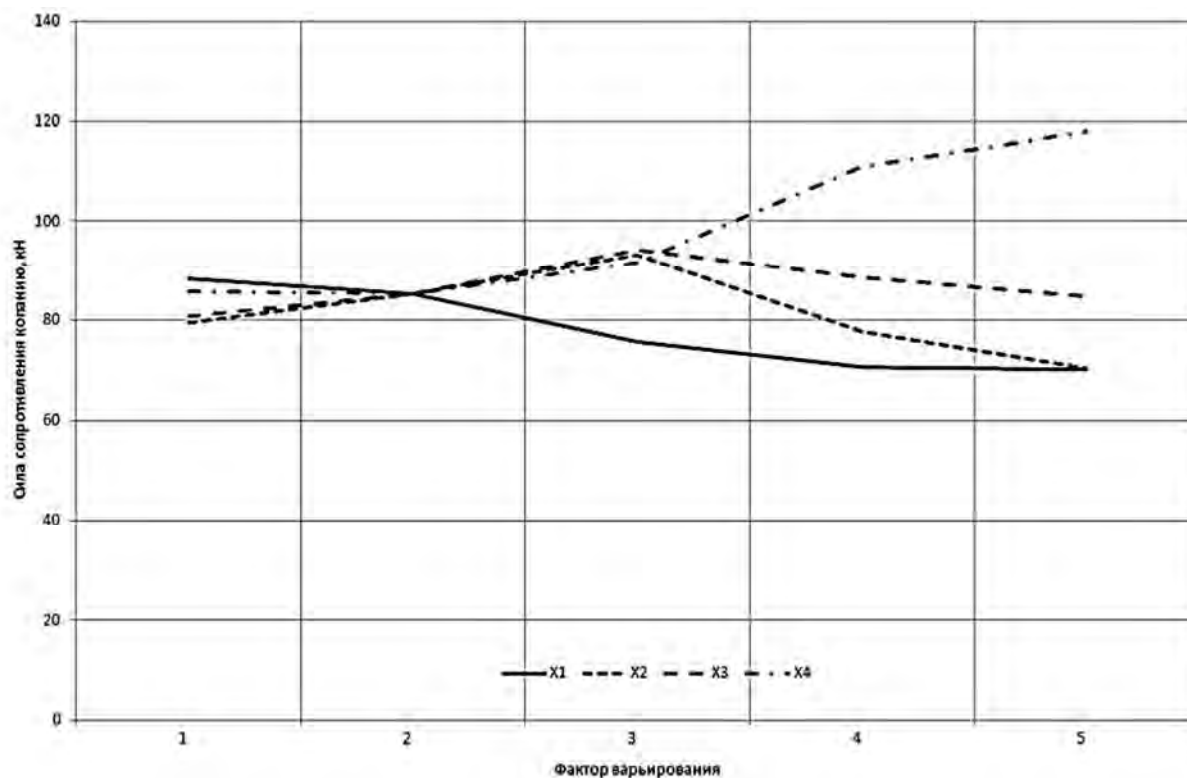


Рисунок 8.5 – Изменение факторов X1, X2, X3, X4 при значениях остальных факторов, равных –1

Анализ полученных зависимостей показывает, что:

- угол резания требуется увеличивать в пределах исследуемого диапазона, т. к. при любых значениях остальных факторов силы сопротивления копанию уменьшаются при его росте. Рекомендуется принять значение, близкое к максимальному в пределах диапазона варьирования и равное 55° ;

- длина прямолинейной части в данном отвале является конфликтным фактором. Ее значения нужно уменьшать, либо увеличивать. Таким образом, нужно установить длину прямолинейной части в максимальные значения, т. к. это обеспечит максимальную длину сменного элемента (ножа). По мере изнашивания ножа силы сопротивления копанию будут увеличиваться, их можно будет уменьшить, перевернув нож (предлагается ориентировочная длина 300 мм);

- радиус кривизны отвала нужно либо уменьшать, либо увеличивать. Рекомендуется принять его максимальным (1100 мм), т. к. это уменьшает силы трения при подъеме грунта вверх по отвалу;

- угол установки отвала нужно уменьшать. Рекомендуется принять его минимальным (73°), но позволяющим направить движение призмы волочения вперед, предотвратив переваливание грунта за отвал с помощью козырька.

При максимальной глубине копания он составит 83° , что близко к максимальным значениям и позволит уменьшить силы сопротивления копанию.

При таких значениях факторов суммарная сила сопротивления копанию составит 58,8 кН, что на 26 % меньше сил сопротивления копанию, рассчитанных по общепринятой методике [89]. Это позволяет максимально увеличить толщину стружки для принятых значений грунта, хотя и не дает возможности осуществлять копание грунта при толщине стружки 0,3 м.

Рекомендуемые значения факторов, принятых для оптимизации, оптимальны для данного отвала, который планируется к эксплуатации с данным рабочим оборудованием, т. к. точка подвеса рабочего оборудования на раме трактора оказывает влияние на величины сил сопротивления копанию. Кроме того, рекомендуемые значения действительны для параметров грунта, представленных в таблице 8.3. Для других параметров грунта можно получить другие значения. Выбранные значения факторов варьирования для принятого критерия оптимизации могут конфликтовать между собой при выборе других критериев, например максимальной производительности или максимальной эффективности с точки зрения расхода топлива. Определение значений факторов варьирования для достижения этих критериев требует дальнейших исследований.

8.2 Перспективы разработки цифрового двойника гусеничного бульдозера

Развитие информационных технологий и оборудования, позволяющего увеличить скорость вычислительных операций, приводит к появлению и широкому распространению цифровых двойников в различных отраслях промышленности.

С помощью применения математического моделирования и алгоритмов, позволяющих вычислить параметры и характеристики процессов, происходящих во время работы различного оборудования, цифровые двойники дают возможность оценить состояние систем, которое нельзя измерить традиционными средствами измерения во время рабочих процессов. Анализ состояния различных механизмов и машин, который производится на основе численной информации, предоставляемой цифровым двойником, позволяет установить зависимости, возникающие между взаимодействующими частями и элементами во время выполнения машиной рабочих операций.

Теоретические исследования показывают, что силы сопротивления копанию рабочим оборудованием гусеничного бульдозера зависят от текущего состояния грунта и параметров рабочего оборудова-

ния [22, 109, 110, 112]. Результаты этих исследований применяются при проектировании рабочего оборудования бульдозера и позволяют за счет выбора параметров профиля отвала минимизировать силы сопротивления копания и повысить топливную экономичность машины. В то же время во время работы гусеничного бульдозера минимальные силы сопротивления копания зависят от конкретного положения рабочего оборудования. В частности, угол установки отвала оказывает значительное влияние на величины сил сопротивления копания, таким образом, его изменение во время процесса копания может увеличить эффективность работы [113]. Для изменения положения отвала необходимо определить критерии, позволяющие принять конкретное решение для определения положения, которое является наиболее эффективным в конкретный момент копания грунта.

В своей работе оператор руководствуется информацией, получаемой через органы чувств, поэтому он не всегда в состоянии определить оптимальное положение отвала в каждый момент времени. Копание грунта отвалом бульдозера является сложным динамическим процессом, стадии которого быстро меняются во времени и предусматривают опускание отвала, зарезание грунта, набор призмы волочения и транспортирование призмы волочения к месту отсыпки.

Величины сил сопротивления копания существенно зависят от стадии рабочего процесса и быстро меняются во времени. При отсутствии информации об их величинах и направлении в текущий момент времени вероятность установки отвала в оптимальное рабочее положение в зависимости от стадии копания невелика. Таким образом, на основании имеющейся у оператора информации он не всегда в состоянии обеспечить положение отвала, которое соответствует максимальной производительности и минимальному расходу топлива. Моделированию рабочего оборудования бульдозера уделяется внимание авторами научных работ для его автоматизации [114].

Цифровой двойник гусеничного бульдозера может оказать значительную помощь оператору для обеспечения оптимального положения отвала в процессе копания грунта.

Методики, разработанные в данной монографии, основываются на использовании параметров рабочего оборудования и грунта, которые могут быть недоступны для измерения на конкретной рабочей площадке или интенсивно меняться во времени, что не позволяет установить их конкретное значение в текущий момент времени. Это связано, в том числе, и с возможным интенсивным изменением параметров окружающей среды.

Параметры рабочего оборудования, как правило, известны и незначительно изменяются в процессе эксплуатации машины либо периодически восстанавливаются до исходных значений. На основании имеющихся теоретических положений для каждого конкретного условия, измеренных значений параметров, определяющих текущее состояние рабочего оборудования, и характеристик, позволяющих установить нагрузки на рабочее оборудование, имеется возможность вычисления сил сопротивления копанью. Использование таких методик оправдано при непосредственной работе бульдозера.

Система сбора данных для вычисления характеристик рабочего процесса, определения наилучшего положения рабочего оборудования и управления рабочим оборудованием может позволить вычислить оптимальное положение рабочего оборудования в соответствии с заданными критериями.

Наиболее важной информацией является характеристика сил сопротивления копанью, получение которой с помощью измерительных средств, которые устанавливаются на современные бульдозеры, практически невозможно.

Для определения характеристик копания при различных параметрах отвала был проведен ряд вычислительных экспериментов с помощью специализированного программного обеспечения. При этом были приняты следующие исходные данные:

1) параметры отвала, представленного на рисунке 8.6:

- высота $H = 1000$ мм;
- ширина $B = 3000$ мм;
- радиус криволинейной части $r = 1000$ мм;
- длина прямолинейной части $a = 200$ мм;
- высота козырька $Hk = 100$ мм;
- угол резания $\gamma = 47^\circ$;
- угол установки отвала $\varepsilon = 73^\circ$;
- угол захвата отвала $\delta = 73^\circ$;

2) параметры грунта:

- категория – 1;
- угол внутреннего трения – 28° ;
- угол трения грунта по металлу – 26° ;
- угол наклона призмы волочения к горизонту – 38° ;
- удельное сцепление грунта ненарушенной структуры – 2 Па;
- удельное сцепление грунта в призме волочения – 0,5 Па;
- удельное сопротивление резанию – 12 Па;

- плотность грунта на рабочем органе – $1,2 \text{ т/м}^3$;
- коэффициент жесткости – 3000 кПа/м .

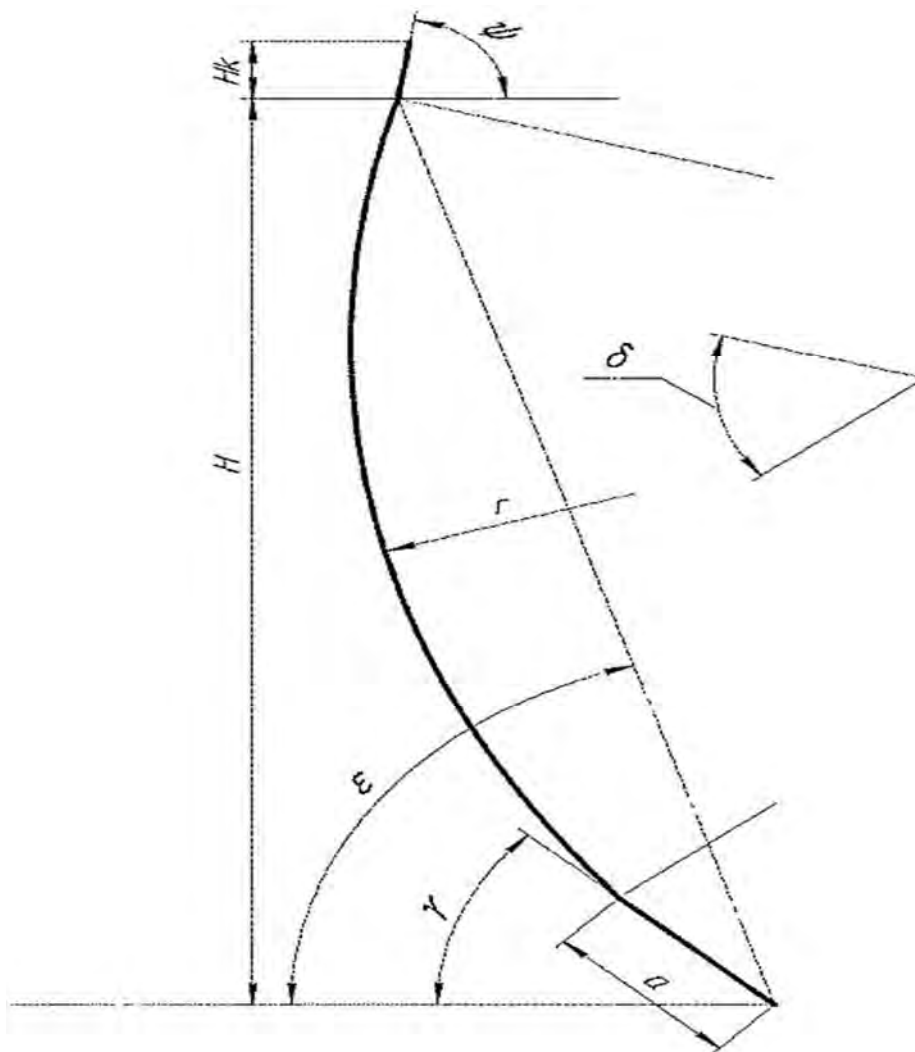


Рисунок 8.6 – Параметры профиля отвала

Результаты вычислений представлены в таблицах 8.5 и 8.6. В таблице 8.5 приведены характеристики силы сопротивления копанию грунта на стадии резания при толщине стружки 200 мм и высоте призмы волочения 400 мм. Характеристика силы сопротивления копанию представляет собой кривую, значения которой возрастают в процессе набора призмы волочения. Рост силы сопротивления копанию имеет колебательный характер, величины колебаний связаны со сдвигами грунта, которые происходят при формировании стружки. Величины колебаний имеют переменную амплитуду и происходят с различной частотой, которая изменяется в ограниченных пределах.

Проанализировав значения, представленные в таблице 8.5, можно сделать вывод, что величина силы сопротивления копанию значительно зависит от параметров отвала и может существенно изменяться. При ис-

следуемых параметрах отвала и грунта отклонения силы сопротивления копанью в максимальную или минимальную сторону могут составлять до 50 %. Таким образом, на стадии зарезания, при данных параметрах, рекомендуется устанавливать отвал в положение, при котором угол установки имеет максимальное значение. В этом случае амплитуда колебания силы сопротивления копанью имеет средние значения и изменяется до 13 % от среднего значения. Частота колебаний может изменяться до 12,5 Гц.

Таблица 8.5 – Характеристики сопротивления копанью на стадии зарезания грунта, высота призмы волочения 400 мм, толщина стружки 200 мм

Вариант	Угол установки отвала, град	Угол резания, град	Средняя сила, кН	Амплитуда колебаний, кН	Частота колебаний, Гц
1	73	47	11,2	0,13	33
2	75	49	11,2	0,42	25
3	79	53	9,4	4,53	12,5
4	81	55	12,8	5,06	7,7
5	83	57	6,35	1,62	12,5

Таблица 8.6 – Характеристики сопротивления копанью при транспортировании полной призмы волочения

Вариант	Средняя сила, кН	Амплитуда колебаний, кН	Частота колебаний, Гц
1	72	5,3	12,5
2	73	5,1	25
3	73	4,45	25
4	75	4,22	25
5	78	–	–

Анализируя результаты, представленные в таблице 8.6, отметим, что минимальные средние значения сил сопротивления копанью возникают при минимальном угле установки отвала, их величины могут отличаться от максимальных до 8 %. Амплитуды сил сопротивления копанью имеют размах до 10 % от среднего значения. Частота сил сопротивления копанью может

изменяться до 25 Гц. В пятом опыте амплитуда колебаний сил сопротивления резанию отсутствует. Такая ситуация характерна для песчаных грунтов, обладающих малой связностью.

Проанализировав данные таблиц 8.5 и 8.6, можно сделать вывод о том, что постоянное положение отвала не способствует минимизации сил сопротивления копанью на всем протяжении процесса копания. Имеются случаи, когда силы сопротивления копанью меньше на стадии зарезания грунта в зависимости от угла установки отвала и больше при максимальной призме волочения. В зависимости от конкретных сочетаний параметров и отвала и грунта могут иметь место случаи, когда происходит обратный процесс, т. е. силы сопротивления копанью меньше на стадии зарезания при минимальном угле установки отвала и увеличиваются при максимальной призме волочения и увеличении угла установки отвала. Кроме того, изменяется, хотя и незначительно, объем призмы волочения, тем не менее эти незначительные изменения могут принимать достаточно большие значения при производстве работ в больших объемах.

На основании проведенных исследований можно сделать вывод о том, что в процессе копания грунта с целью минимизации сил сопротивления копанью и увеличения производительности рекомендуется изменять угол установки отвала по мере увеличения призмы волочения. Для реализации этой идеи необходимо обеспечить постоянное измерение угла установки отвала и величин сил сопротивления копанью. Кроме того, на основании результатов измерений сил сопротивления копанью нужно обеспечить вычисление средних значений и амплитуды.

Наиболее оснащенные средствами цифрового измерения параметров современные промышленные бульдозеры обеспечивают контроль положения отвала рабочего оборудования в пространстве с помощью цифровых средств измерения. В качестве таких средств измерения может использоваться, например, оборудование, представленное компанией TopCon [116].

Измерение сил сопротивления копанью – более непростая задача, т. к. они изменяются во времени с большой амплитудой и частотой и могут принимать довольно большие значения. К использованию в качестве средств измерений оборудования, которое основано на измерении деформаций, а также встраивание датчиков деформаций в рабочее оборудование представляется достаточно сложным, т. к. оборудование работает в тяжелых условиях, при высокой загрязненности и влажности. Одним из возможных вариантов может стать использование датчиков, которые могут устанавливаться на опорах двигателя и трансмиссии. Во время копания грунта осуществляется увеличение сил сопротивления копанью, которое воспринимается двигателем,

трансмиссией и двигателем. В связи с тем, что, как правило, копание грунта происходит на известной передаче, измеряемая деформация опор, на которых установлены двигатель и трансмиссия, позволяет определить момент, который воспринимается рамой машины, и вычислить силы сопротивления копанью.

Еще одним параметром, который требуется измерить, является величина призмы волочения. Практически невозможно измерить величину призмы волочения, когда она находится в середине отвала. Однако имеется хорошая возможность определения момента набора полной призмы волочения путем установки датчика перемещения на козырьке отвала, который может поворачиваться вокруг оси установки под действием подпора грунта.

Измерение сил сопротивления копанью и передвижению машины возможно на основании характеристик, представленных на рисунках 8.7–8.9. На рисунке 8.7 показана интенсивность изменения толщины стружки, полученная во время имитации процесса копания грунта с помощью программного обеспечения, разработанного в данной монографии. На рисунке 8.8 представлены изменения суммарного сопротивления перемещению бульдозера, вычисленные в той же временной координате, что и изменение толщины стружки. На рисунке 8.9 отображены изменения моментов на входном и выходном валах трансмиссии.

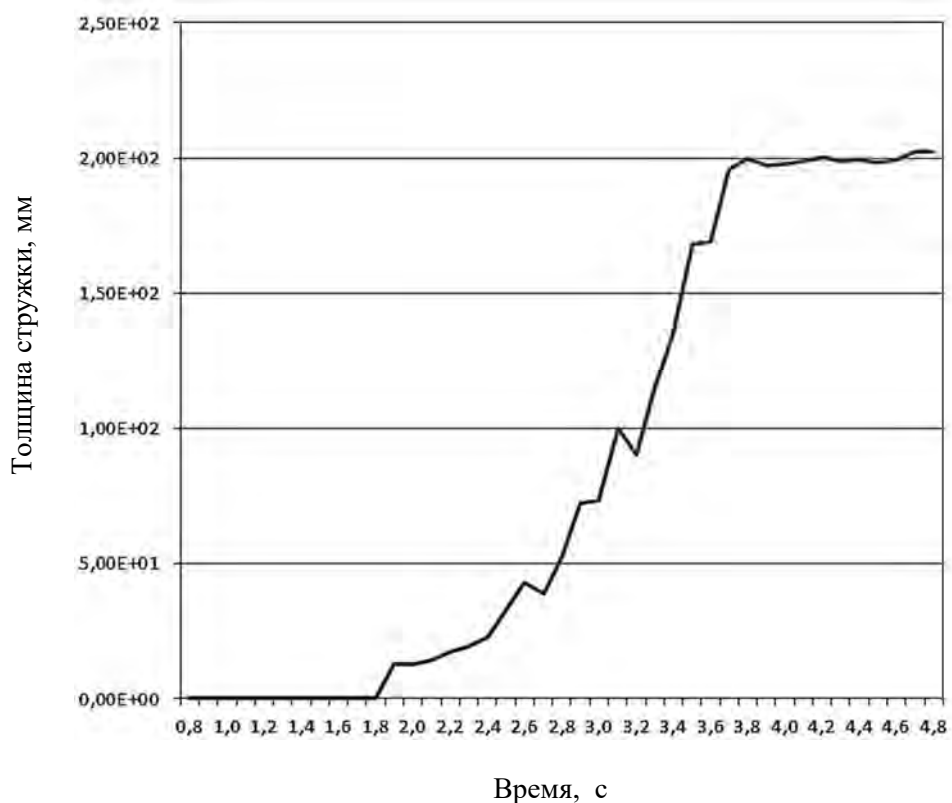


Рисунок 8.7 – Интенсивность изменения толщины стружки

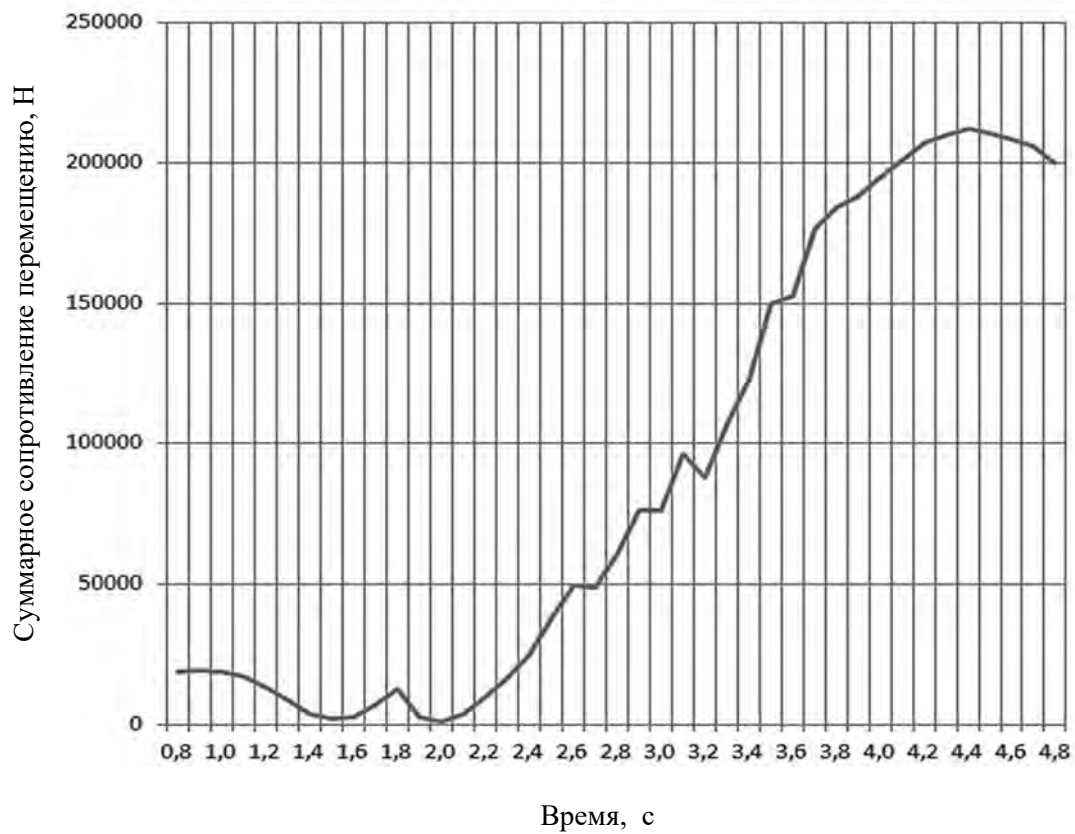


Рисунок 8.8 – Суммарное сопротивление перемещению

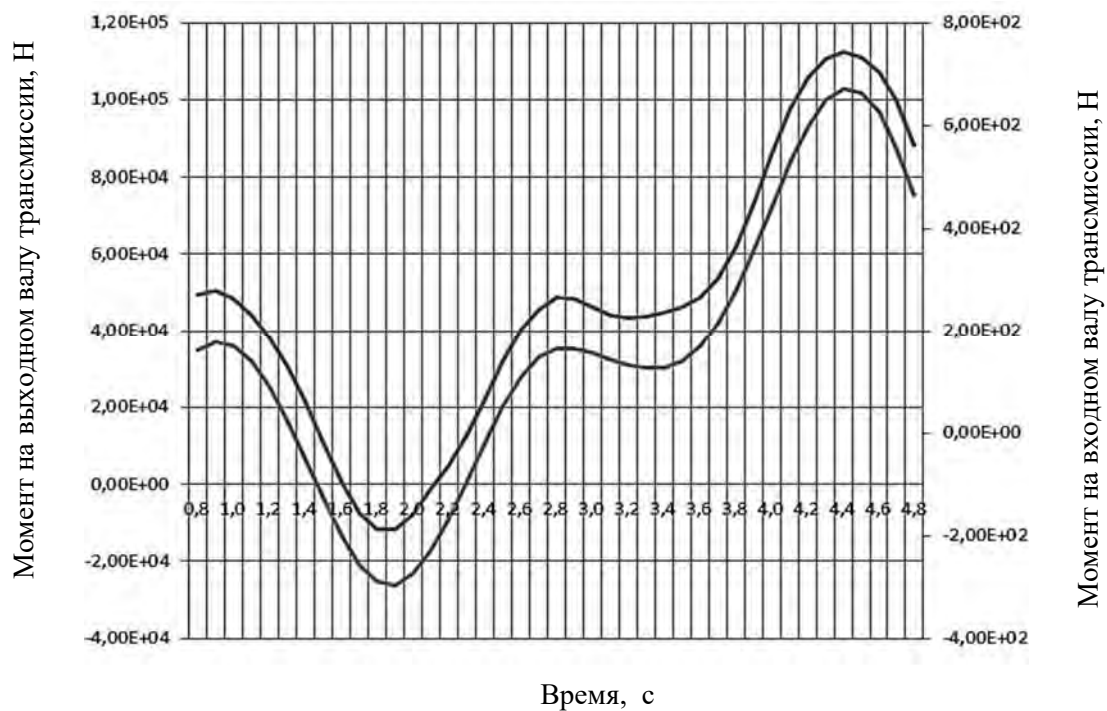


Рисунок 8.9 – Моменты на входном и выходном валах трансмиссии

Анализ характеристик, представленных на рисунках 8.8 и 8.9, позволяет установить, что величины сил сопротивления передвижению бульдозера прямо пропорционально зависят от толщины стружки. На величины силы сопротивления передвижению также существенное влияние оказывает масса машины, о чем говорит наличие колебательного процесса, который отображен на рисунке 8.9. В связи с тем, что бульдозер практически постоянно работает в динамическом режиме, колебательный процесс будет присутствовать на протяжении всего процесса копания. Моменты, возникающие на валах трансмиссии (см. рисунок 8.9), прямо пропорционально зависят от сопротивления копанию (см. рисунок 8.8). Эти наблюдения позволяют сделать заключение о том, что использование данных о величинах моментов, возникающих в углах трансмиссий, возможно для установления сил сопротивления копанию. Таким образом, за несколько проходов с одной и той же толщиной стружки имеется возможность установить величины сил сопротивления копанию на стадии зарезания грунта и при полной призме волочения и разных углах установки отвала.

Было установлено, что современный промышленный бульдозер, оснащенный средствами дистанционного гидравлического управления рабочим оборудованием, содержит ряд электронных устройств, позволяющих получить часть информации, которая характеризует текущее состояние рабочего оборудования. Наиболее просто путем измерений получить информацию, характеризующую геометрическое и взаимное расположение элементов рабочего оборудования. Определение параметров грунта, которые оказывают значительное влияние на величины сил сопротивления копанию в условиях постоянно изменяющихся параметров окружающей среды, сильно затруднено. Косвенное определение значений этих параметров возможно на основании характеристик силовых параметров двигателя или трансмиссии.

Анализ рисунков 8.8 и 8.9 показывает, что величины моментов на валах трансмиссии являются функциями сил сопротивления копанию, изменения моментов носят колебательный характер. Колебания при постоянной толщине стружки имеют затухающий характер. Момент, когда амплитуда колебаний максимальна, соответствует моменту набора полной призмы волочения. На текущем состоянии исследований однозначно не установлены направление и величина изменения угла установки отвала для минимизации сил сопротивления копанию. Решение данной задачи требует продолжения исследований. Полученная информация обуславливает тот факт, что на основании измерения характеристик бульдозера, которые изменяются с изменением толщины стружки и течением времени, имеется возможность установления

положения отвала, которое позволит минимизировать силы сопротивления копанью.

Для решения поставленной задачи, кроме обоснования возможности снижения сил сопротивления копанью путем изменения угла установки отвала, необходима разработка алгоритмов измерения сил сопротивления копанью, которые позволят запоминать данные о величинах исследуемых сил во время зарезания грунта и во время копания с полной призмой волочения для нескольких проходов, усреднять значения, которые имеют колебательный характер, а также анализировать их амплитуду с целью более точного установления величин во время нескольких проходов.

Предполагаемая система, состоящая из аппаратных средств измерения модуля обработки информации, вычислительного модуля и системы управления рабочим оборудованием бульдозера, может обеспечить создание цифрового двойника рабочего оборудования, задачей которого является определение теоретических характеристик процесса копания грунта, сравнение этих характеристик с получаемыми путем измерений и управление рабочим оборудованием бульдозера таким образом, чтобы минимизировать величины сил сопротивления копанью и затраты топлива при выполнении рабочего процесса.

Заключение

В монографии изложены разработанные автором теоретические основы взаимодействия гусеничного бульдозера с грунтом во время копания, учитывающие особенности работы отвального рабочего органа, механизмов и систем бульдозера.

Эти основы обеспечивают расчет геометрических, скоростных, силовых и инерционных параметров, характеризующих процесс копания грунта, позволяют выявить взаимосвязи между параметрами рабочего органа гусеничного движителя, трансмиссии и двигателя трактора, возникающими при копании сопротивлениями на стадии проектирования, функционального моделирования и выбора основных параметров гусеничного бульдозера для заданных условий и режимов работы.

Методы моделирования, основанные на системном подходе к процессу взаимодействия механизмов и систем бульдозера и рабочего органа с грунтом, базируются на численных методах расчета параметров процесса копания, которые определяют условия протекания процесса и основаны на теории предельного состояния грунтовых масс, разработанной Е. И. Берестовым. Это позволяет обеспечить расчет геометрических, скоростных, инерционных и силовых характеристик грунта, перемещаемого по рабочему органу, и элементов механизмов и систем гусеничного бульдозера. Такой подход обеспечивает адекватность расчетов реальному процессу разработки грунта гусеничным бульдозером.

Приведенные теоретические методы расчета характеристик взаимодействия механизмов и систем гусеничного бульдозера позволяют оценивать как основные, так и второстепенные параметры, доступные и недоступные контролю, что дает возможность более обоснованно выбирать параметры гусеничных машин на этапе функционального моделирования, открывает новые перспективы использования автоматизированного проектирования, способствует наиболее полной реализации потенциала конструкторских бюро, занимающихся проектированием землеройных машин.

Адекватность представленных теоретических методов реальным процессам подтверждается использованными апробированными методиками математического моделирования и экспериментальными исследованиями.

В монографии обобщены результаты научных исследований автора, проведенных в Белорусско-Российском университете.

Список литературы

- 1 **Горячкин, В. П.** Рациональная формула силы тяги плуга / В. П. Горячкин. – Москва : ВСНХ СССР, 1935. – 143 с.
- 2 **Домбровский, Н. Г.** Землеройные машины / Н. Г. Домбровский, С. А. Панкратов. – Москва : Госстройиздат, 1961. – 321 с.
- 3 **Ветров, Ю. А.** Резание грунтов землеройными машинами / Ю. А. Ветров. – Москва : Машиностроение, 1971. – 357 с.
- 4 **Ветров, Ю. А.** Расчеты сил резания и копания грунтов / Ю. А. Ветров. – Киев : Киев. ун-т, 1965. – 123 с.
- 5 **Зеленин, А. Н.** Машины для земляных работ : учебное пособие / А. Н. Зеленин, В. И. Баловнев, И. П. Керров. – Москва : Машиностроение, 1975. – 421 с.
- 6 **Зеленин, А. Н.** Физические основы теории резания грунтов / А. Н. Зеленин. – Москва : АН СССР, 1950. – 187 с.
- 7 **Айзеншток, И. Я.** К построению физической теории резания грунтов / И. Я. Айзеншток // Резание грунтов: сб. тр. – Москва: АН СССР, 1951. – С. 76–103.
- 8 **Соколовский, В. В.** Статика сыпучей среды / В. В. Соколовский. – Москва: Гостехтеориздат, 1954. – 189 с.
- 9 **Coulomb, Ch.-A.** Essai sur une application des regles des maximis et minimis a quelques problemes de statique relatifs, a la architecture / Ch.-A. Coulomb // Mem. Acad. Roy. Div. Sav. – 1776. – Vol. 7. – P. 343–387.
- 10 **Зворыкин, И. А.** Работа и усилие, необходимые для отделения металлических стружек / И. А. Зворыкин. – Москва : Русская типолитография, 1893. – 76 с.
- 11 **Зеленин, А. Н.** Основы разрушения грунтов механическими способами / А. Н. Зеленин. – Москва : Машиностроение, 1968. – 198 с.
- 12 **Ветров, Ю. А.** Прибор для определения сопротивления грунтов резанию / Ю. А. Ветров // Земляные работы : сб. тр. – Москва: ВИНТИ, 1957. – С. 27–34.
- 13 **Бусленко, В. Н.** Моделирование сложных систем / В. Н. Бусленко. – Москва : Наука, 1968. – 352 с.
- 14 **Веников, В. А.** Теория подобия и моделирования / В. А. Веников. – Москва : Высшая школа, 1966. – 487 с.
- 15 **Вентцель, Е. С.** Исследование операций / Е. С. Вентцель. – Москва : Советское радио, 1972. – 552 с.
- 16 **Гухман, А. А.** Введение в теорию подобия / А. А. Гухман. – Москва : Высшая школа, 1973. – 295 с.

17 **Езекиэл, И.** Методы анализа корреляций и регрессий / И. Езекиэл, К. А. Фокс. – Москва : Статистика, 1966. – 170 с.

18 **Лисичкин, В. А.** Отраслевое научно-техническое прогнозирование / В. А. Лисичкин. – Москва : Экономика, 1972. – 68 с.

19 **Янч, Э.** Прогнозирование научно-технического прогресса / Э. Янч. – Москва : Прогресс, 1974. – 220 с.

20 **Цытович, Н. А.** Механика грунтов / Н. А. Цытович. – Москва: Госстройархиздат, 1951. – 348 с.

21 **Недорезов, И. А.** Резание и ударное разрушение грунтов / И. А. Недорезов. – Москва : Наука, 1965. – 85 с.

22 **Артемьев, К. А.** Теория резания грунтов землеройными машинами : учебное пособие / К. А. Артемьев. – Новосибирск: НИСИ, 1978. – 104 с.

23 **Гаджиев, Г. Н.** Обоснование параметров устройства для выкопки посадочного материала с прикорневой глыбкой: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Г. Н. Гаджиев. – Йошкар-Ола, 2000. – 27 с.

24 Механика грунтов: учебное пособие / В. В. Яркин [и др.]; под ред. А. А. Петракова. – Макеевка: ДонНАСА, 2004. – 164 с.

25 **Красильников, Л. В.** Исследование лобового и косоого резания грунтов при различной высоте рабочих органов : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Л. В. Красильников. – Москва, 1968. – 29 с.

26 **Баловнев, В. И.** Интенсификация разработки грунтов в дорожном строительстве / В. И. Баловнев, Л. А. Хмара. – Москва: Транспорт, 1993. – 383 с.

27 **Берестов, Е. И.** Научные основы моделирования системы «грунт – рабочее оборудование землеройных машин» в режиме послойной разработки : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 20.11.98 / Е. И. Берестов. – Москва, 1998. – 44 с.

28 **Бондарь, В. Н.** Испытания бульдозерно-рыхлительного агрегата на базе трактора ДЭТ-320 / В. Н. Бондарь, Г. П. Мицын, А. Е. Новосельский // Строительные и дорожные машины. – 2005. – № 11. – С. 31–38.

29 **Баймолдаев, Т. А.** Теоретические основы копания селевых грунтов цепным рабочим органом бульдозера / Т. А. Баймолдаев // Строительные и дорожные машины. – 2006. – № 12. – С. 23–28.

30 **Завьялов, А. М.** Экспериментальные исследования процесса копания грунта неповоротным отвалом бульдозера / А. М. Завьялов, Т. Е. Болдовская // Строительные и дорожные машины. – 2007. – № 6. – С. 21–28.

31 **Сливинский, Е. В.** К расширению функциональных возможностей бульдозеров / Е. В. Сливинский // Строительные и дорожные машины. – 2008. – № 8. – С. 5–12.

32 **Малыгин, В. И.** Результаты экспериментальных исследований бульдозера с модифицированным рабочим оборудованием / В. И. Малыгин, В. А. Мещеряков, П. В. Коротких // Строительные и дорожные машины. – 2009. – № 2. – С. 23–25.

33 **Савельев, А. Г.** Формализация и идентификация структурных схем рабочего оборудования бульдозеров / А. Г. Савельев, Е. В. Дзюбан // Строительные и дорожные машины. – 2009. – № 2. – С. 14–19.

34 **Артемьев, К. А.** О возможности использования теории предельного равновесия сыпучей среды для определения сопротивления грунтов резанию и копанию / К. А. Артемьев // Исследование и испытание дорожных и строительных машин: сб. науч. тр. – Омск: СибАДИ, 1975. – Вып. 53. – С. 3–8.

35 **Бабков, В. Ф.** Основы грунтоведения и механики грунтов: учебное пособие / В. Ф. Бабков, В. М. Безрук. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Высшая школа, 1986. – 239 с.

36 **Баладинский, В. Л.** Исследование рабочих процессов землеройных машин / В. Л. Баладинский, Ю. В. Пузырев // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины: Респ. межведомств. науч.-техн. сб. – Киев: Киев. инж.-строит. ин-т, 1986. – Вып. 39. – С. 3–7.

37 **Белокрылов, В. Г.** Исследование процесса взаимодействия ножа и ковша скрепера с разрабатываемым грунтом: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / В. Г. Белокрылов. – Омск, 1975. – 172 л.

38 **Савельев, А. Г.** Обоснование параметров структурных схем и стержневых систем рабочего оборудования дорожно-строительных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.04 / А. Г. Савельев. – Москва, 2000. – 459 л.

39 **Артемьев, К. А.** Резание и копание грунта / К. А. Артемьев // Исследование и испытание строительных и дорожных машин: сб. науч. тр. – Омск: СибАДИ, 1975. – Вып. 55. – С. 3–5.

40 **Недорезов, И. А.** К методике определения основных параметров отвала и тягового расчета автогрейдеров / И. А. Недорезов // Строительные и дорожные машины. – 1962. – № 1. – С. 8–12.

41 **Недорезов, И. А.** О рациональном профиле отвала автогрейдера и бульдозера / И. А. Недорезов // Строительное и дорожное машиностроение. – 1957. – № 8. – С. 18–20.

42 **Недорезов, И. А.** Статистические модели нагрузок землеройных машин / И. А. Недорезов // Строительные и дорожные машины. – 1986. – № 4. – С. 31–32.

43 Computerized Evaluation of Driver-Vehicle-Terrain System / R. D. McKenzie [et al.]. – New York, 1967.

44 **McKenzie, R. D.** Evaluation of Mobility in Relation to Environment / R. D. McKenzie. – Santa Barbara Calif.: General Motors Corp., 1966.

45 **Schuring, D.** Soil Deforming Processes and Dimensional Analysis / D. Schuring, R. Emori. – New York, 1964.

46 **Бахвалов, Н. С.** Численные методы / Н. С. Бахвалов, Н. П. Жидков, Г. М. Кобельков. – Москва : Наука, 1987. – 600 с.

47 **Бутенин, Н. В.** Введение в аналитическую механику / Н. В. Бутенин. – Москва : Наука, 1971. – 264 с.

48 **Зенкевич, О. К.** Конечные элементы и аппроксимация / О. К. Зенкевич, К. Морган. – Москва: Мир, 1986. – 318 с.

49 **Корячко, В. П.** Теоретические основы САПР / В. П. Корячко, В. М. Курейчик, И. П. Норенков. – Москва: Энергоатомиздат, 1987. – 400 с.

50 **Краскевич, В. Е.** Численные методы в инженерных исследованиях / В. Е. Краскевич, К. Х. Зеленский, В. И. Гречко. – Киев : Вища школа, 1986. – 283 с.

51 **Крылов, В. И.** Начала теории вычислительных методов, линейная алгебра и нелинейные уравнения / В. И. Крылов, В. В. Бобоков, П. И. Монастырский. – Минск : Наука и техника, 1985. – 280 с.

52 **Ксенович, И. П.** Теория и проектирование автоматических систем / И. П. Ксенович, В. П. Тарасик. – Москва: Машиностроение, 1996. – 480 с.

53 **Тарасик, В. П.** Проектирование внедорожных автомобилей и колесных тракторов на основе методов оптимизации сложных динамических систем : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03 / В. П. Тарасик. – Москва, 1983. – 44 с.

54 Auto-НМТ – система автоматизированного проектирования и оценки АТС / В. П. Тарасик [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 4. – С. 30–32.

55 **Тарасик, В. П.** Моделирование дифференциальных приводов ведущих колес мобильных машин / В. П. Тарасик, О. В. Пузанова, В. И. Курстак // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 3. – С. 42–53.

56 **Тарасик, В. П.** Проектирование колесных тягово-транспортных машин / В. П. Тарасик. – Минск : Вышэйшая школа, 1984. – 163 с.

57 **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2020. – 592 с.

58 **Кузьмин, П. К.** Автоматизация функционального проектирования. САПР : в 9 т. / П. К. Кузьмин, В. Б. Маничев. – Москва : Высшая школа, 1986. – Т. 5. – 214 с.

59 **Лурье, А. И.** Аналитическая механика / А. И. Лурье. – Москва : Изд-во физ.-мат. лит., 1961. – 824 с.

60 **Моисеев, Н. Н.** Математические задачи системного анализа / Н. Н. Моисеев. – Москва: Наука, 1981. – 488 с.

61 **Моисеев, Н. Н.** Методы оптимизации / Н. Н. Моисеев, Ю. П. Иванилов, Е. М. Столярова. – Москва: Наука, 1978. – 352 с.

62 **Норенков, И. П.** Введение в автоматизированное проектирование технических устройств и систем / И. П. Норенков. – Москва : Высшая школа, 1986. – 304 с.

63 **Самарский, А. А.** Введение в численные методы / А. А. Самарский. – Москва : Наука, 1987. – 288 с.

64 **Смирнов, Н. В.** Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений / Н. В. Смирнов, И. В. Дунин-Барковский. – Москва: Наука, 1969. – 511 с.

65 **Трудоношин, В. А.** Математические модели технических объектов. САПР / В. А. Трудоношин. – Москва: Высшая школа, 1986. – 160 с.

66 **Фурунжиев, Р. И.** Вычислительная техника и ее применение / Р. И. Фурунжиев. – Минск : Вышэйшая школа, 1984. – 462 с.

67 **Фурунжиев, Р. И.** Применение математических методов и ЭВМ. Программное моделирование систем / Р. И. Фурунжиев, Н. Н. Гурский. – Минск : Вышэйшая школа, 1991. – 249 с.

68 **Капустин, Н. М.** Системы автоматизированного проектирования. Автоматизация конструкторского и технологического проектирования / Н. М. Капустин, Г. Н. Васильев. – Москва: Высшая школа, 1986. – 190 с.

69 **Кудрявцев, Е. М.** AutoLisp. Программирование в среде AutoCad14 / Е. М. Кудрявцев. – Москва: Высшая школа, 1999. – 368 с.

70 **Новиков, А. Н.** Машинные методы синтеза новых технических решений дорожно-строительных машин / А. Н. Новиков. – Москва : МАДИ, 1983. – 103 с.

71 **Круль, К.** Собственные частоты и собственные формы колебаний металлоконструкций строительных машин / К. Круль // Интерстроймех-2007 : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Самара, 11–14 сент. 2007 г. – Самара: Самар. гос. архит.-строит. ун-т, 2007. – С. 42–51.

72 **Карпов, Ю. В.** Имитационное моделирование систем. Введение в моделирование с AnyLogic5 / Ю. В. Карпов. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2009. – 400 с.

73 **Строгалева, В. П.** Имитационное моделирование / В. П. Строгалева, И. О. Толкачева. – Москва : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – 737 с.

74 Имитационное моделирование [Электронный ресурс] // Википедия. – 2011. – Режим доступа: http://ru.wikipedia.org/wiki/Имитационное_моделирование. – Дата доступа: 01.01.2011.

75 **Зайцев, Б. Ф.** Методика численного анализа динамического нагружения основной рамы автогрейдера / Б. Ф. Зайцев, В. А. Шевченко, А. А. Резников // Интерстроймех-2010 : сб. докл. Междунар. науч.-практ. конф. – Белгород: Белгород. гос. технол. ун-т им. В. Г. Шухова, 2010. – С. 161.

76 MSC Nastran. Расчет и оптимизация конструкций [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mssoftware.ru/products/msc-nastran>. – Дата доступа: 27.01.2022.

77 Patran. Интегрирующая среда для систем анализа, моделирования и проектирования на основе универсального графического пользовательского интерфейса [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mssoftware.ru/products/patran>. – Дата доступа 21.01.2022.

78 Ansys [Электронный ресурс]. – Режим доступа <https://www.ansys.com/en-gb/company-information>. – Дата доступа: 27.01.2022.

79 **Сырецкий, Г. А.** Информатика. Фундаментальный курс : учебник. Т. 1: Основы информатики и вычислительной техники / Г. А. Сырецкий. – Санкт-Петербург: ВHV, 2005. – 832 с.

80 **Берестов, Е. И.** Экспериментальные исследования процесса отделения стружки при резании грунта / Е. И. Берестов, А. В. Кулабухов // Интерстроймех-2007: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Самара, 11–14 сент. 2007 г. – Самара: Самар. гос. архит.-строит. ун-т, 2007. – С. 87–89.

81 **Кузнецов, Е. В.** Обоснование и выбор параметров двигателя и трансмиссии пахотного гусеничного трактора тягового класса 30 кН: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Е. В. Кузнецов. – Могилев, 1996. – 25 с.

82 **Громыко, П. Н.** Разработка методики компьютерных исследований планетарной прецессионной передачи фрикционного типа / П. Н. Громыко, О. М. Пусков, Л. Г. Доконов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 2. – С. 70–77.

83 **Логвин, В. А.** Особенности моделирования НБВС для обеспечения точности при обработке чашечными резцами с непрерывно обновляющейся режущей кромкой / В. А. Логвин, А. А. Жолобов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 1. – С. 71–80.

84 **Сазонов, И. С.** Моделирование движения седельного автопоезда с учетом отрыва управляемых колес тягача / И. С. Сазонов, А. Т. Скойбеда, А. Г. Красневский // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 1. – С. 38–43.

85 **Самарский, А. А.** Введение в численные методы / А. А. Самарский. – Москва: Наука, 1987. – 288 с.

86 **Тарасик, В. П.** Методика моделирования экстренного торможения автомобиля / В. П. Тарасик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2021. – № 4 (73). – С. 76–87.

87 **Довгяло, В. А.** Дорожно-строительные машины: учебное пособие: в 2 ч. Ч. 1: Машины для земляных работ / В. А. Довгяло, Д. И. Бочкарев. – Гомель: БелГУТ, 2010. – 250 с.

88 **Цытович, Н. А.** Механика грунтов (краткий курс) / Н. А. Цытович. – 4-е изд., перераб. и доп. – Ленинград: Высшая школа, 1983. – 288 с.

89 Справочник конструктора дорожных машин / Под ред. д-ра техн. наук проф. И. П. Бородачева. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1973. – 504 с.

90 **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1974. – 576 с.

91 **Беспялый, Ф. С.** Теория, конструкция и расчет тракторов / Ф. С. Беспялый, И. Ф. Троицкий. – Москва: Машгиз, 1966. – 306 с.

92 **Забавников, Н. А.** Основы теории транспортных гусеничных машин / Н. А. Забавников. – Москва: Машиностроение, 1968. – 156 с.

93 Основы теории автомобиля и трактора / Под ред. В. В. Иванова. – Москва: Высшая школа, 1970. – 224 с.

94 **Ксенович, И. П.** Проектирование универсально-пропашных тракторов / И. П. Ксенович, А. С. Солонский, С. М. Войчинский. – Минск: Наука и техника, 1980. – 320 с.

95 **Васильев, А. В.** К вопросу о методике исследования потерь мощности в ходовой части гусеничного трактора / А. В. Васильев // Тр. НАТИ. – Москва: Машгиз, 1954. – Вып. 9. – С. 118–127.

96 **Вонг, Дж.** Теория наземных транспортных средств / Дж. Вонг. – Москва: Машиностроение, 1982. – 256 с.

97 **Горячкин, В. П.** Теория и производство сельскохозяйственных машин / В. П. Горячкин. – Москва: Сельхозгиз, 1936. – 256 с.

98 **Гуревич, А. М.** Тракторы и автомобили / А. М. Гуревич, А. К. Болотов, В. И. Судницын. – Москва: Агропромиздат, 1989. – 368 с.

99 **Гуськов, В. В.** Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В. В. Гуськов. – Москва: Машиностроение, 1966. – 218 с.

100 **Гуськов, В. В.** Тракторы. Теория: в 2 ч. / В. В. Гуськов. – Минск: Вышэйшая школа, 1987. – Ч. 2. – 384 с.

101 Расчет и конструирование гусеничных машин / Н. А. Носов [и др.]. – Ленинград : Машиностроение, 1972. – 560 с.

102 **Павлов, В. П.** Дорожно-строительные машины. Системное проектирование, моделирование, оптимизация [Электронный ресурс]: учебное пособие / В. П. Павлов, Г. Н. Карасев. – Красноярск: Сибир. фед. ун-т, 2011. – 240 с.

103 **Федоров, Д. И.** Исследование режимов работ землеройного струга / Д. И. Федоров, Б. А. Бондарович // Строительные и дорожные машины. – 1965. – № 8. – С. 23–25.

104 **Федоров, Д. И.** Рабочие органы землеройных машин / Д. И. Федоров. – Москва : Машиностроение, 1977. – 288 с.

105 **Крупко, В. А.** Размеры области пластической деформации модели грунта при резании плоским ножом / В. А. Крупко, В. Н. Смирнов, И. А. Шамет // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины : Респ. межведомств. науч.-техн. сб. – Киев: Киев. инж.-строит. ин-т, 1985. – Вып. 38. – С. 47–50.

106 **Крупко, В. А.** Напряженное состояние грунта перед лобовой гранью ножа / В. А. Крупко // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины : Респ. межведомств. науч.-техн. сб. – Киев: Киев. инж.-строит. ин-т, 1984. – Вып. 37. – С. 78–84.

107 **Абуханов, А. З.** Механика грунтов: учебное пособие / А. З. Абуханов. – 2-е изд., испр. и доп. – Москва : ИНФРА-М, 2021. – 336 с.

108 **Баловнев, В. И.** Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин / В. И. Баловнев. – Москва : Высшая школа, 1981. – 336 с.

109 **Баловнев, В. И.** Новые методы расчета сопротивлений резанию грунтов / В. И. Баловнев. – Москва : Росвузиздат, 1963. – 95 с.

110 **Берестов, Е. И.** Методы определения усилий сопротивления копания рабочим оборудованием бульдозера / Е. И. Берестов, И. В. Лесковец, В. В. Пеклин // Вестн. Брест. гос. техн. ун-та. – 2010. – № 4. – С. 58–63.

111 **Берестов, Е. И.** Методика расчета геометрических параметров призмы волочения на отвале бульдозера / Е. И. Берестов, И. В. Лесковец // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 2. – С. 6–12.

112 **Берестов, Е. И.** Определение угла наклона площадки большого сдвига при копании отвальным рабочим органом / Е. И. Берестов, И. В. Лесковец // Вестн. Белорус. гос. с.-х. акад. – 2010. – № 1. – С. 148–155.

113 **Берестов, Е. И.** Влияние свойств грунта на усилия сопротивления копания рабочим оборудованием бульдозера / Е. И. Берестов, И. В. Лесковец // Вестн. Полоц. гос. ун-та. – 2010. – № 3. – С. 45–52.

114 **Лесковец, И. В.** Определение текущих показателей при работе гусеничного бульдозера / И. В. Лесковец // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2021. – С. 189–190.

115 **Щербаков, В. С.** Система автоматизации моделирования рабочего процесса бульдозерного агрегата / В. С. Щербаков, В. А. Кулибаба // Вестн. Воронеж. гос. ун-та. – 2011. – Т. 7, № 1. – С. 92–95.

116 Система нивелирования 3D-МСМАХ [Электронный ресурс] // Компания TopCon. – 2022. – Режим доступа: https://topcon.pro/stroitelstvo/3DMCmax_System/ Компания TopCon. – Дата доступа: 31.05.2022.

Оглавление

Введение	3
1 Состояние исследований в области проектирования	
бульдозеров	6
1.1 Анализ направлений развития рабочего оборудования	
бульдозеров.....	6
1.2 История развития методов моделирования	12
2 Динамическая модель гусеничного бульдозера	20
2.1 Общая динамическая модель бульдозера.....	21
2.2 Структура имитационной модели гусеничной машины.....	23
2.3 Структура имитационной модели двигателя и трансмиссии.....	25
2.4 Структура рабочего оборудования	27
2.5 Особенности состояний грунта	28
2.6 Структура и взаимосвязи в интегральной модели	
бульдозера.....	31
3 Модели двигателя и трансмиссии	37
3.1 Двигатель	37
3.2 Гидротрансформатор.....	43
3.3 Сцепление	45
3.4 Коробка передач, главная передача	47
3.5 Структура и параметры системы «двигатель – трансмиссия».....	48
4 Моделирование гусеничного движителя	55
4.1 Структура, параметры и методы расчета в имитационной	
модели гусеничного движителя.....	55
4.2 Методы определения высоты центра тяжести и угла	
стабилизации гусеничной машины.....	65
4.3 Последовательность построения гусеничного обвода.....	71
4.4 Математическая модель гусеничного движителя	79
4.5 Кодировка траков в имитационной модели гусеничного	
движителя	89
4.6 Определение скоростей траков при движении машины	94
5 Моделирование рабочего оборудования бульдозера	99
5.1 Структура рабочего оборудования бульдозера и его модели... ..	100
5.2 Структура данных о грунтах	106
5.3 Определение параметров процесса копания.....	107
5.4 Формирование призмы волочения.....	112

5.5 Определение сопротивлений копанью при возникновении больших и малых сдвигов	119
5.6 Определение сил, действующих на отвал в процессе копания.....	124
6 Имитационная модель бульдозера. Анализ характеристик бульдозера	130
6.1 Анализ гусеничного движителя	131
6.2 Анализ параметров рабочего оборудования.....	144
6.3 Анализ характеристик гусеничного бульдозера.....	154
6.4 Влияние параметров бульдозера на его интегральные показатели.....	160
7 Экспериментальные исследования процесса копания грунта отвалом бульдозера	164
7.1 Цели и задачи исследования.....	164
7.2 Установка для экспериментальных исследований.....	164
7.3 Методика проведения лабораторных исследований.....	169
7.4 Методика определения необходимого числа опытов	171
7.5 Сопоставление экспериментальных и теоретических исследований.....	173
8 Перспективы использования имитационных моделей гусеничного бульдозера	176
8.1 Оптимизация параметров профиля отвала по критерию минимизации сил сопротивления копанью	176
8.2 Перспективы разработки цифрового двойника гусеничного бульдозера	186
Заключение	196
Список литературы	197

Научное издание

Лесковец Игорь Вадимович

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГУСЕНИЧНОГО БУЛЬДОЗЕРА

Редакторы *И. В. Голубцова, А. А. Подошевка*

Художественное оформление обложки *В. П. Бабичева*

Компьютерный дизайн *Н. П. Полевничая*

Подписано в печать 05.09.2022. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 12,09. Уч.-изд. л. 1,00. Тираж 100 экз. Заказ № 646.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий

№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.