

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра

Проектирование и эксплуатация  
автомобилей

(наименование)

23.05.01 Наземные транспортно - технологические средства

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобилия и тракторы

(направленность (профиль)/специализация)

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА  
(ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ)**

на тему

Модернизация промышленного трактора  
на гусеничном ходу

Обучающийся

Н.А. Сиваш

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук, доцент Л.Л. Чумаков

(ученая степень (при наличии), звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Консультанты

канд. техн. наук, доцент А.В. Бобровский

(ученая степень (при наличии), звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

канд. экон. наук, доцент Л.Л. Чумаков

(ученая степень (при наличии), звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

канд. пед. наук, доцент С.А. Гудкова

(ученая степень (при наличии), звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

## Аннотация

Модернизация промышленных тракторов с установленными гусеницами - важное решение, поскольку оно может привести к заметному повышению эффективности и производительности в различных отраслях промышленности. Гусеницы представляют собой особый тип силовой установки, которая, по сути, является довольно интеллектуальной. Вместо колес в этих транспортных средствах используется гусеничный механизм, который очень удобен для множества применений. Эта замечательная технология обеспечивает оптимальное сцепление, устойчивость и маневренность, что делает ее идеальным выбором для тяжелой промышленной техники, такой как тяжелые тракторы.

В данной дипломной работе мы сосредоточимся на процессе модернизации моделей промышленных тракторов. Для облегчения понимания все пояснения представлены в записке формата А4, а рисунки, диаграммы, таблицы и чертежи - на больших плакатах формата А1.

Первый раздел дипломной работы посвящен конструкции модернизированного транспортного средства.

Теперь мы переходим к наиболее значимому аспекту проекта - конструкции модернизированного транспортного средства. Этот раздел посвящен тягово-динамическому расчету транспортного средства и расчету проектируемого конструктивного узла.

Наконец, в части III рассматриваются вопросы безопасности и экологичности. В документе перечислены все потенциальные опасности и вредные производственные факторы, а затем предложены методы обеспечения безопасной эксплуатации оборудования и поддержания чистоты и порядка в помещении.

Теперь мы перейдем к части IV, в которой рассматривается процесс сборки модернизированного устройства.

В части V будут рассмотрены экономические аспекты проекта. В ней будут представлены расчеты, касающиеся эффективности проекта.

## **Abstract**

Modernizing industrial tractors with tracks installed is an important decision, as it can lead to a noticeable increase in efficiency and productivity in various industries. Caterpillars are a special type of powertrain that is, in fact, quite intelligent. Instead of wheels, these vehicles utilize a tracked mechanism which is very convenient for a multitude of applications. This remarkable technology provides optimal traction, stability and maneuverability, making it an ideal choice for heavy industrial machinery such as heavy tractors.

In this thesis, we will focus on the modernization process of industrial tractor models. For ease of understanding, all explanations are presented in an A4 note, while figures, diagrams, tables and drawings are presented on large A1 posters.

The first section of the thesis is devoted to the design of the modernized vehicle.

Now we move on to the most significant aspect of the project - the design of the modernized vehicle. This section is devoted to the traction-dynamic calculation of the vehicle and the calculation of the designed structural unit.

Finally, Part III addresses safety and environmental issues. The paper lists all the potential hazards and harmful work factors and then suggests methods to ensure safe operation of the equipment and maintain a clean and orderly environment.

We will now move on to Part IV, which looks at the assembly process of the modernized unit.

Part V will discuss the economic aspects of the project. It will present calculations regarding the efficiency of the project.

## Содержание

Введение .....	5
1 Состояние вопроса.....	7
1.1 Назначение изделия и область применения .....	7
1.2 Общие технические требования .....	10
1.3 Классификация конструкций схем аналогов разрабатываемого узла .....	12
1.4 Выбор конструкции разрабатываемого узла.....	34
2 Конструкторская часть.....	36
2.1 Тягово-динамический расчет трактора .....	36
2.2 Расчет проектируемого узла.....	52
3 Технологическая часть.....	71
4 Безопасность и экологичность объекта.....	81
5 Экономическая эффективность проекта .....	89
Заключение.....	104
Список используемых источников .....	105
Приложение Графики тягового расчета.....	107

## Введение

Дипломное проектирование - это кульминация образовательного пути студента в высшем учебном заведении. Цель этого этапа - систематизировать, закрепить и углубить теоретические и практические знания, полученные в ходе обучения, для решения конкретных научных, экономических и экологических задач.

Целью инженеров является создание оборудования, которое максимально повышает производительность при соблюдении высочайших стандартов технического совершенства, гарантии качества и надежности. В рамках данного дипломного проекта одной из задач является::

- Разработать новый тип мобильного транспортного средства, такого как трактор, автомобиль или специализированная машина, включая его конструкцию, сборку или систему управления.

- Спроектировать узлы или системы управления для конкретного типа мобильной машины.

- Создать единый продукт, изучив его компоненты и механизмы.

- Создать модуль, который является неотъемлемой частью объекта проектирования.

Провести теоретические или экспериментальные исследования данного мобильного устройства, блока или системы с последующей их конструктивной разработкой.

В этом проекте мы будем изучать промышленный трактор, оснащенный двигателем мощностью 130 кВт. Гусеница этого транспортного средства будет в центре нашего исследования. Я считаю, что эта тема актуальна, поскольку гусеничные транспортные средства, включая сельскохозяйственную и промышленную технику, в настоящее время не производятся в широком масштабе. Другие причины разработки гусеничных промышленных транспортных средств обсуждаются в расчетах в пояснительной записке. Кроме того, мы провели сравнительный анализ гусеничной техники, произведенных как в странах СНГ, так и в других

странах. На основе этого анализа мы приняли несколько конструктивных решений, направленных на улучшение базовой конструкции машины. Эти изменения подтверждаются расчетами компонентов и узлов, которые могут быть изменены и усовершенствованы, а также расчетами для проверки напряжений.

Изменение конструкции разрабатываемого агрегата приводит к изменению его экономического эффекта, который необходимо проанализировать, чтобы определить, стоит ли создавать новую конструкцию машины. Процесс оценки рентабельности и возврата инвестиций в инновации полностью представлен в дипломном проекте. Кроме того, проект предусматривает разработку производственного процесса для одного компонента сборки, включая определение методов резки и временных норм. Проект также включает в себя определение условий работы операторов станков и соблюдение применимых стандартов безопасности труда, таких как ГОСТ.

# 1 Состояние вопроса

## 1.1 Назначение изделия и область применения

«Трактор — колесная или гусеничная самоходная машина, которая в агрегате с прицепными, навесными, полунавесными и стационарными машинами (орудиями) выполняет сельскохозяйственные, дорожностроительные, землеройные, транспортные и другие работы.

Тракторы классифицируют по ряду признаков.

По области применения тракторы разделяют на сельскохозяйственные, промышленные, лесопромышленные и лесохозяйственные.

По назначению и специализации различают тракторы:

- сельскохозяйственные общего назначения, пропашные, универсально-пропашные, специализированные по видам культур (виноградниковые, рисоводческие, садоводческие, свекловодческие и др.) и условиям эксплуатации (горные, болотоходные, тепличные, животноводческие), малогабаритные, мотоблоки;
- промышленные общего и специального (болотоходные, подземные, подводные и др.) назначения, погрузчики, трубоукладчики, земноводные, малогабаритные;
- лесопромышленные специализированные по назначению и видам работ (тракторы в агрегате с однооперационными или многооперационными машинами) и условиям эксплуатации (плавающие, болотоходные);
- лесохозяйственные общего назначения и специальные (болотоходные; лесопожарные).»[1]

Дипломной проект разрабатывается для промышленного трактора. Поэтому в дальнейшем и будем рассматривать только машины данного типа.

Приведём перечень работ, для которых предназначены промышленные тракторы.

«Итак, промышленные тракторы:

общего назначения — работы в агрегате с бульдозером, рыхлителем или скрепером и другим оборудованием, устанавливаемым спереди и сзади;

погрузчики — погрузочные землеройные и землеройно-транспортные работы (основным двигателем является колесный, обеспечивающий повышенную маневренность и возможность транспортирования грунта на необходимое расстояние; при выполнении сосредоточенных работ можно применять гусеничный движитель);

трубоукладчики — механизация работ по монтажу и укладке магистральных трубопроводов (имеют боковое грузоподъемное устройство);

болотоходные — землеройные и мелиоративные работы на грунтах с низкой несущей способностью;

мелиоративные — работы по осушению, строительству и обслуживанию мелиоративных систем;

подземные — работы под водой на глубине до 7 м (имеют дистанционное управление, систему герметизации двигателя, забирающего воздух из атмосферы);

подводные — работы в акваториях рек и на континентальном шельфе морей глубиной до нескольких десятков метров (оборудуются электрическим двигателем, дистанционным или радиоуправлением);

малогабаритные — малообъемные землеройно-очистительные и вспомогательные работы в стесненных условиях.»[1]

Основание и актуальность разработки.

На основании полученного задания на дипломное проектирование, был начат процесс разработки гусеничного хода промышленного трактора с мощностью двигателя 130 кВт. Приведём ещё несколько причин, по которым было задумано создать промышленный гусеничный трактор:

- во-первых, полное отсутствие производства таких машин;
- «во-вторых, гусеничный движитель обладает безусловными преимуществами перед колесным при движении по мягким и топким грунтам: меньше осадка (так как меньше удельные давления), меньше

- вследствие этого сопротивление движению, лучше сцепные качества (из-за более развитой опорной поверхности), меньше буксование;
- в-третьих, гусеничный движитель имеет бесспорные преимущества в преодолении препятствий, что также повышает его проходимость по сравнению с колесным. Кроме того, следует учитывать, что привод колес этих машин значительно сложнее;
  - в-четвёртых, гусеничный движитель обеспечивает значительно лучшую маневренность машины (наименьший радиус поворота равен  $V/2$  или даже нулю у машин с двухпоточными МПП);
  - в-пятых, повышенный коэффициент сцепления с грунтом, равный  $0,9 \dots 1,0$ , в сравнении с колёсным трактором —  $0,4 \dots 0,6$ .

Однако помимо положительных качеств для полноты анализа необходимо отметить и отрицательные стороны гусеничного движителя. Существенными недостатками гусеничного движителя по сравнению с колесным являются сравнительно низкий к.п.д. и значительно меньшая долговечность. При движении по хорошим дорогам и твердым грунтам колесный движитель имеет преимущество — меньшее сопротивление движению»[1]

Перспективность данной разработки заключается в том, что при проведении работ в агрегате с бульдозером, рыхлителем или скрепером и другим оборудованием, а также при землеройных и мелиоративных работах на грунтах с низкой несущей способностью гусеничные машины наиболее эффективно удовлетворяют данным условиям.

Цель и назначение разработки.

Основной целью разработки является создание гусеничного промышленного трактора мощностью 130 кВт на базе сельскохозяйственного трактора “Беларус-1802”.

Разрабатываемый трактор – это существующий трактор “Беларус-1802” с измененной ходовой частью. Это говорит о том, что необходимость в создании, применительно к новой модели, силовой установки, трансмиссии, механизма управления, рабочего и вспомогательного оборудования полностью отпадает, а

значит максимально сокращаются расходы на его проектирование и производство.

## **1.2 Общие технические требования**

«Трансмиссия трактора представляет собой совокупность механизмов, предназначенных для передачи энергии двигателя движителям трактора, рабочим органам агрегатируемых рабочих машин и приводам управления ими, распределения мощности между ними, регулирования скорости движения трактора и развиваемого им тягового усилия путём изменения угловых скоростей и крутящих моментов ведущих колёс движителей.»[1]

Трансмиссия должна обеспечивать:

достаточный диапазон регулирования передаваемого к ведущим колесам момента при высоком коэффициенте полезного действия;

возможность трогания с места;

движение задним ходом;

как кратковременный, так и длительный холостой ход двигателя;

Двигатель. В качестве силовой энергетической установки для нашего трактора выбран 180-ти сильный 6-ти цилиндровый дизель ММЗД260.9, водяного охлаждения, рядный с размерностью гильзо-поршневой группы деталей, унифицированных с 6-ти цилиндровыми двигателями того же производства. Альтернативно дизелю ММЗ(260.9) на трактор могут быть установлены дизели, например фирм «Джон Дир» 6068-150TF, «Мартин Дизель» и др.

Муфта сцепления. На трактор устанавливаем 2-х дисковую муфту сцепления постоянно-замкнутого типа. Маховик дизеля является ведущей частью, к которому крепится опорный диск через кольца и опорные втулки. В корпусе муфты сцепления расположены приводы независимого вала отбора мощности, насоса гидронавесной системы и насоса гидросистемы коробки передач. В приводе управления сцеплением использованы гидростатические

усилители, снижающие усилия на педали сцепления и позволяющие использовать вариант подвесных педалей как на прямом ходу, так и на реверсе.

«Коробка передач. На трактор устанавливаем механическую ступенчатую с шестернями постоянного зацепления, КПП диапазонная (4 диапазона переднего хода и 2 диапазона заднего хода) с переключением передач внутри диапазонов с помощью синхронизаторов. Обеспечивает 16 передач переднего и 8 передач заднего хода. Компонка и конструкция КПП позволяет на ее базе иметь и 2-х поточную трансмиссию с приставным гидрообъемным модулем, обеспечивающим получение бесступенчатых скоростей движения трактора от 0 до 15 км/час на 1 и 2 диапазонах переднего и заднего хода.»[1] В порядке модернизации на трактор предусматривается установка и КПП, обеспечивающая 24 передачи вперед и 12 назад (24F + 12R).

Механизм поворота двухпоточный, дифференциального типа с гидрообъемным дополнительным приводом, обеспечивающий устойчивый (кинематически фиксируемый водителем) непрерывно изменяющийся от 0 до  $\infty$  радиус поворота машины, что позволяет получить высокую маневренность и хорошую управляемость. При таком механизме появляется возможность движения машины при повороте (как и при прямолинейном движении) с максимально возможной скоростью при полной нагрузке двигателя, исчезают дополнительные потери энергии, связанные с управлением поворота.

Балансирная тележка (бортовой продольный балансирный редуктор) выполнен как передача с цилиндрическими зубчатыми колесами, смонтированными в стальном литом корпусе. Некоторые типы компоновки промышленных тракторов приведены на рисунке 1.

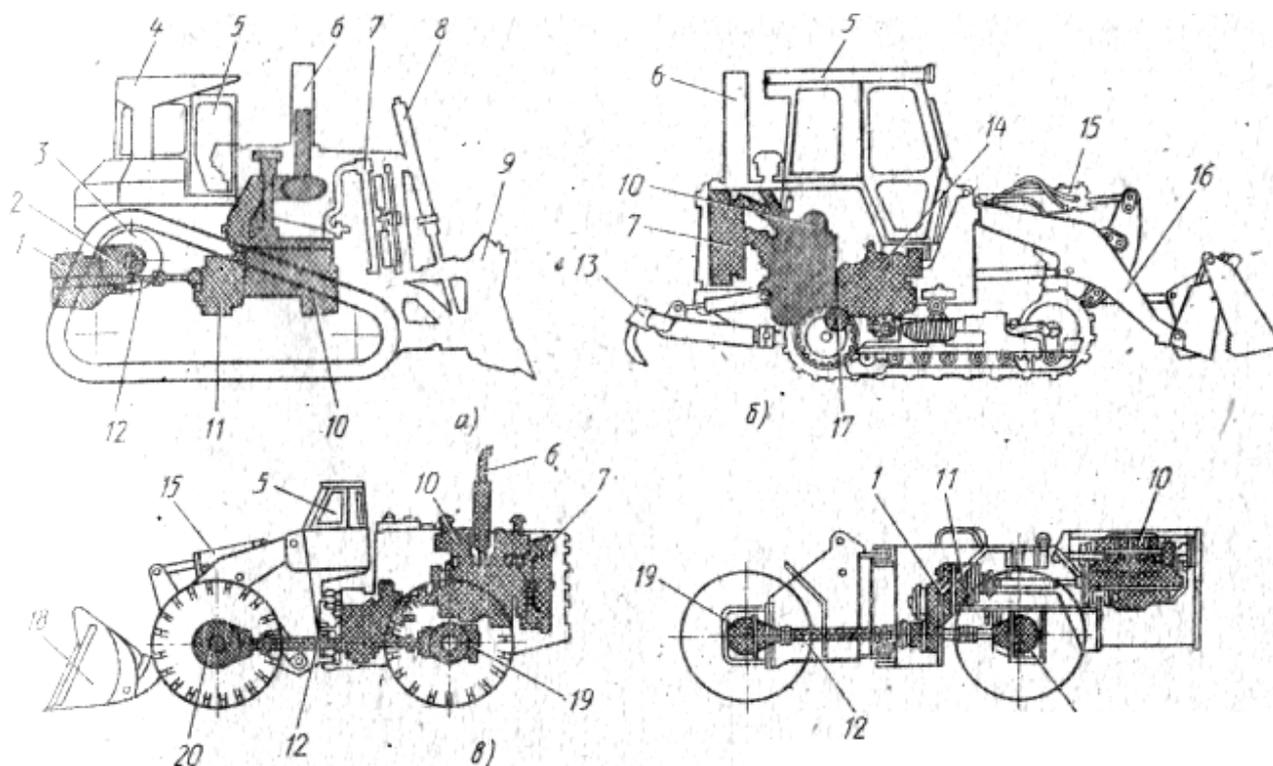


Рисунок 1 - Компонентные схемы промышленных тракторов:

«а—гусеничных общего назначения; б—гусеничного погрузчика с гидрообъёмной трансмиссией; в—колёсного погрузчика высокой мощности; г—колёсного подземного; 1—коробка передач; 2—центральная передача; 3—конечные передачи; 4—защитный каркас кабины; 5—кабина; 6—выхлопная труба; 7—радиатор; 8—гидроцилиндр; 9—отвал бульдозера; 10—двигатель; 11—гидротрансформатор; 12—карданный вал; 13—рыхлитель; 14—блок гидронасосов; 15—гидроцилиндр; 16—механизм ковша погрузчика; 17—гидромоторы движителя; 18—ковш; 19, 20—редукторы ведущих мостов.»[9]

### 1.3 Классификация конструкций схем аналогов разрабатываемого узла

Для того, чтобы правильно принять решение о выборе конструкции узлов и агрегатов машины, проведём наиболее подробный и полный анализ существующих конструкций аналогов, отдельных её узлов и составных частей.

По окончании сделаем соответствующие выводы и примем решения по выбору конструкции узлов и агрегатов для дальнейшей их разработки.

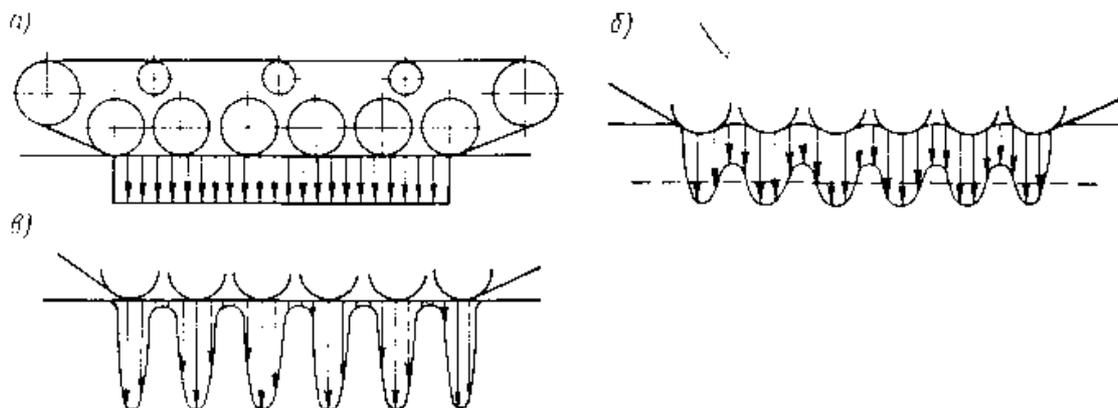


Рисунок 2 - Удельное давление на грунт

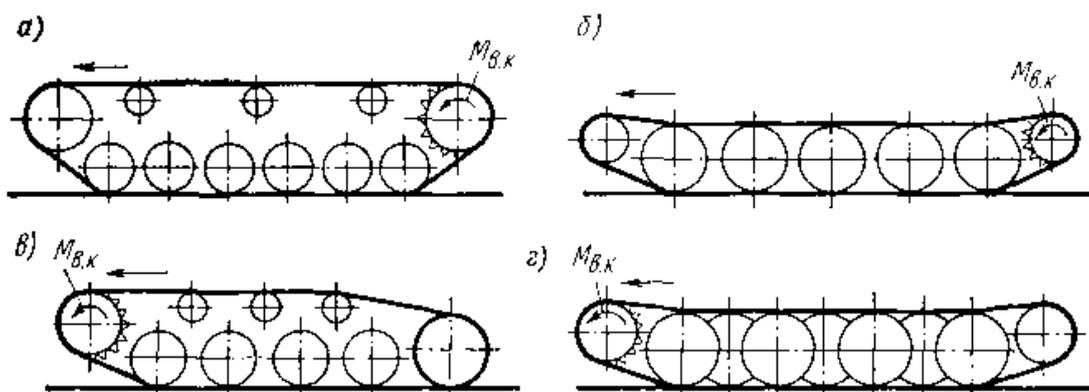


Рисунок 3 - Типовые схемы гусеничных движителей

Рассмотрим схемы гусеничных движителей, применяемые в тракторостроении.

В промышленных тракторах чаще всего применяют классическую схему движителя (рисунок 4), при которой ведущее и направляющее колёса находятся на опорной поверхности. При этом поддерживающие катки могут использоваться, а могут и не использоваться, в зависимости от расстояния между ведущим и направляющим катками.

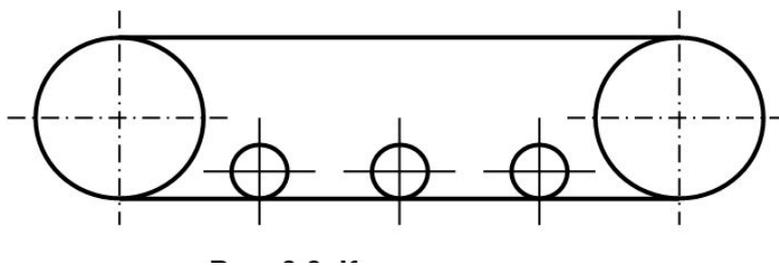


Рисунок 4 - Классическая схема.

Плюсами такой схемы являются простота конструкции, большая длина опорной поверхности. Недостатками считаются недостаточная габаритная проходимость, сложность в подрессоривании направляющего и ведущего колёс.

Такая схема применяется на большинстве мощных промышленных тракторов как отечественного, так и зарубежного производства, например, на тракторах ОАО «ПРОМТРАКТОР» Т-330 (рисунок 5) с мощностью двигателя 250 кВт и Т-500 (рисунок 6) с мощностью двигателя 250 л.с., а также машины ЧТЗ — Б10.02.ЕР (рисунок 7) с мощностью двигателя 130 кВт, Б170М.01ЕР (рисунок 8) с мощностью двигателя 125 кВт, и ДЭТ-350Б1 Р1 (рисунок 9) с двигателем в 340,5 л.с.

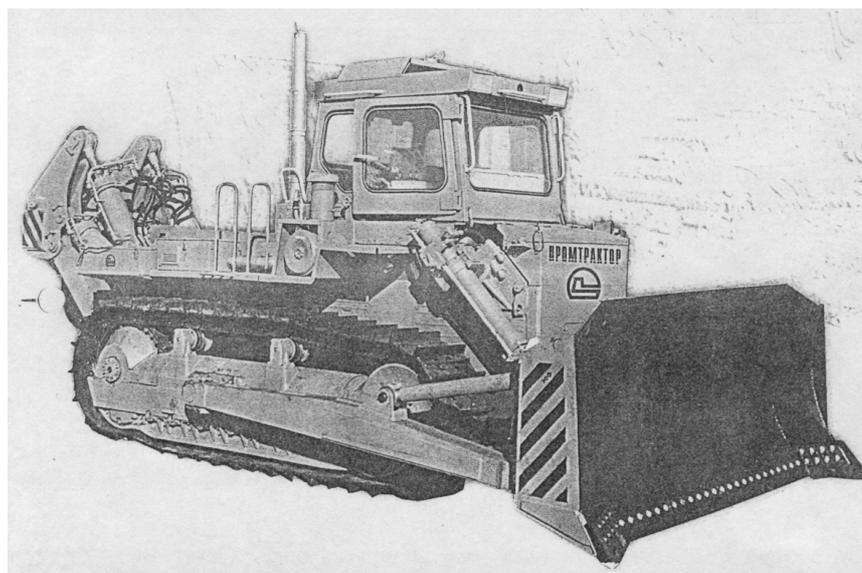


Рисунок 5 - Промышленный трактор Т-330 в комплекте с бульдозерным и рыхлительным оборудованием



Рисунок 6 - Трактор промышленный Т-500



Рисунок 7 - Трактор общего назначения с гидромеханической трансмиссией Б10.02.ЕР



Рисунок 8 - Трактор общего назначения с механической трансмиссией Б170М.01ЕР



Рисунок 9 - Трактор с бульдозерно-рыхлительным оборудованием ДЭТ-350Б1 Р1

В качестве примера трактора, применяемого классическую схему, из зарубежных аналогов можно выделить трактор немецкой фирмы LIEBHERR (рисунок 10) с мощностью двигателя 172 кВт



Рисунок 10 - Карьерный бульдозер LIEBHERR PR 742 В.

Недостатки классической схемы движителя частично исчезают в традиционной схеме компоновки движителя (рисунок 11), т.е. такие, как необходимость подрессоривания ведущего и ведомого колёс. Преимуществом

такой схемы перед классической также является то, что можно изменять габаритную проходимость, изменяя угол атаки направляющей ветви гусеницы.

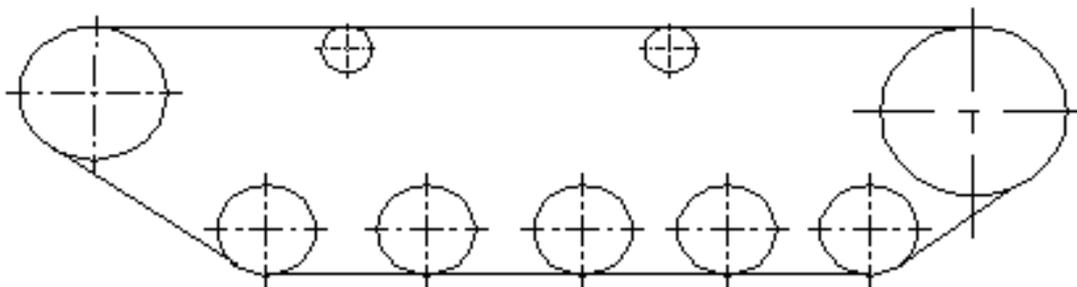


Рисунок 11 - Традиционная схема движителя.

Однако, при такой компоновке уменьшается опорная поверхность, появляется необходимость в дополнительном натяжном устройстве, а натяжение гусениц оказывает влияние на боковые катки: разгружаясь, они тем самым вызывают изменение периметра гусеницы, что может привести к сходу гусеничного обвода. Всё это относится к отрицательным сторонам такой схемы, однако, не смотря на это, она нашла довольно большое применение преимущественно у средних и лёгких, а также быстроходных тракторов общего назначения.

В качестве примера тракторов, использующих такую схему, можно привести машины ОАО «Волгоградский тракторный завод» ВТ-100Д (рисунок 12) с мощностью моторной установки в 120 л.с., ПО «Павлодарский тракторный завод» ДТ-75Т (рисунок 13) с двигателем в 80 кВт, а также ОАО «Харьковский тракторный завод» Т-150-05 (рисунок 14) с мощностью моторной установки 165 л.с. Такая же схема движителя применяется и на тракторе МТЗ-1802 (рисунок 15), принятого за базовую модель для разработки проекта.



Рисунок 12 - Гусеничный трактор ВТ-100Д для дорожно-землеройных и транспортных работ.



Рисунок 13 - Универсально-пропашной трактор ДТ-75Т для сельскохозяйственных, легких дорожных, строительных, мелиоративных, погрузочно-разгрузочных и транспортных работ.



Рисунок 14 - Промышленный трактор Т-150-05

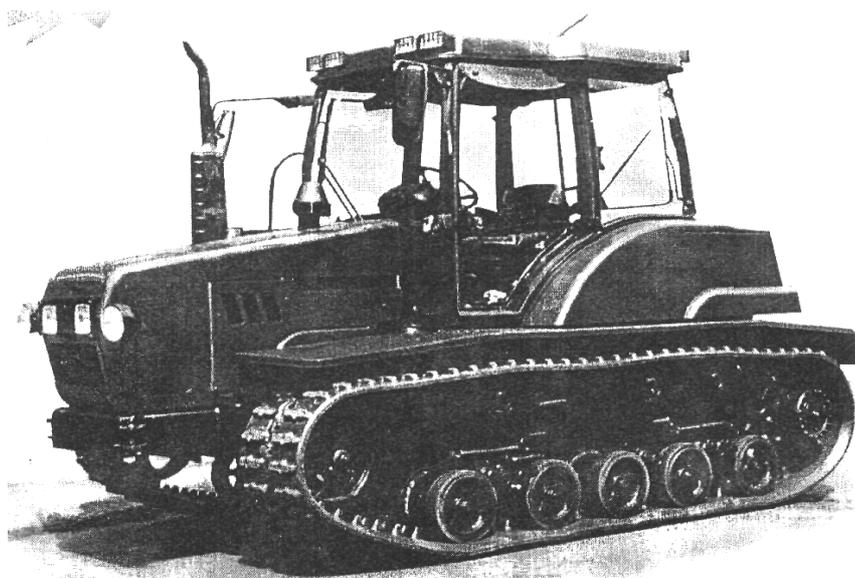


Рисунок 15 - Трактор МТЗ-1802

«Не часто, но всё же, иногда, проектируется трактор с треугольной схемой гусеничного движителя, принципиальная схема которого изображена на рисунке 16. Преимуществами такой схемы является то, что, во-первых, не требуется механизм натяжения гусеницы и направляющее колесо, во-вторых, меньшие натяжения в гусенице и, как правило, меньшие нагрузки на крайние опорные катки.»[10] В-третьих, нет необходимости в поддерживающих катках

при довольно малых диаметрах опорных катков и, в-четвёртых, можно спроектировать машину с довольно большим клиренсом. Такая схема, однако, плоха тем, что получается весьма массивная машина при больших транспортных габаритах и малой габаритной проходимости, а также такая схема сложнее при компоновке трактора.

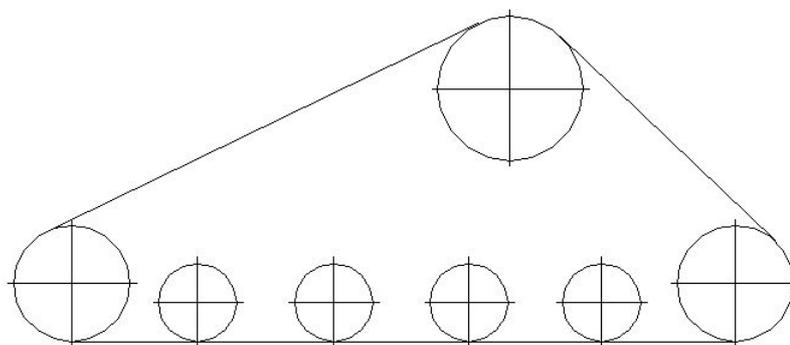


Рисунок 16 - Треугольная схема движителя

В отечественном тракторостроении, а также в странах СНГ эта схема широкого применения не нашла, поэтому примеров тракторов отечественного производства с подобным движителем здесь не приводится, но есть пример использования такой системы у зарубежного аналога — американский трактор с треугольной схемой движителя CATERPILLAR D9R с мощностью 330 кВт/443 л.с. (Рисунок 17).



Рисунок 17 - Промышленный бульдозер CATERPILLAR D9R.

## Анализ конструкций гусениц.

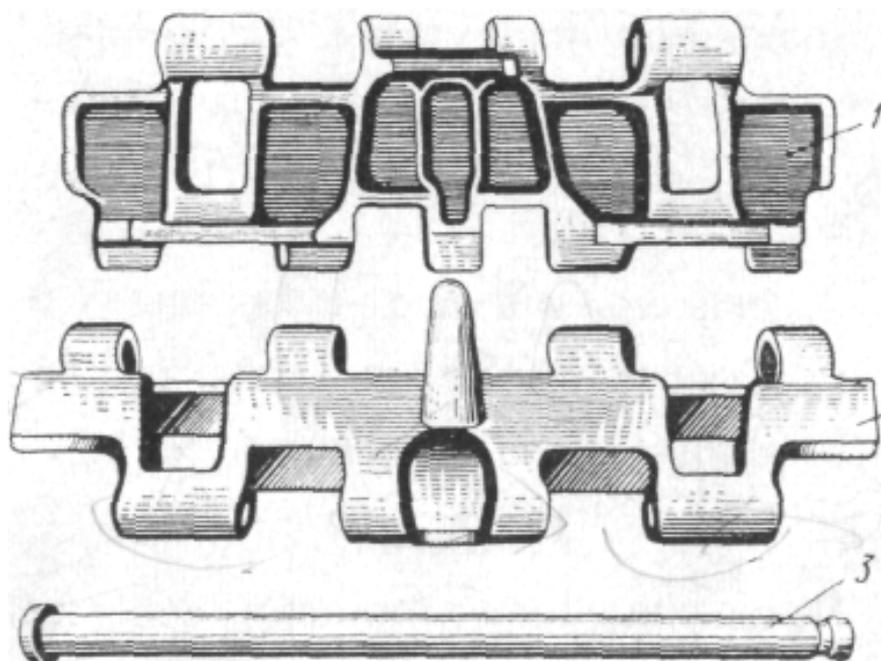


Рисунок 18 -Элементы гусеницы с открытым металлическим шарниром:

1 и 2 — траки; 3 — соединительный палец

Для уменьшения износа стремятся подобрать стали, позволяющие повысить твердость трущихся поверхностей проушин трака и пальца путем термохимической обработки или наклепа (калибровки проушин). Высокая твердость поверхностей трения должна в гусенице сочетаться с высокой ударной вязкостью материала из-за необходимости противостоять большим ударным нагрузкам. Высокая твердость пальцев достигается цементированием. Желательно достижение высокой твердости и проушин и пальцев одновременно, причём для резкого повышения износостойкости она должна превосходить твердость кварцевого песка.

Для повышения износостойкости шарниров гусениц делались попытки применить шарнир с закреплением пальца в коротких проушинах одного трака, чтобы снизить удельные давления в удлинённых проушинах другого трака.

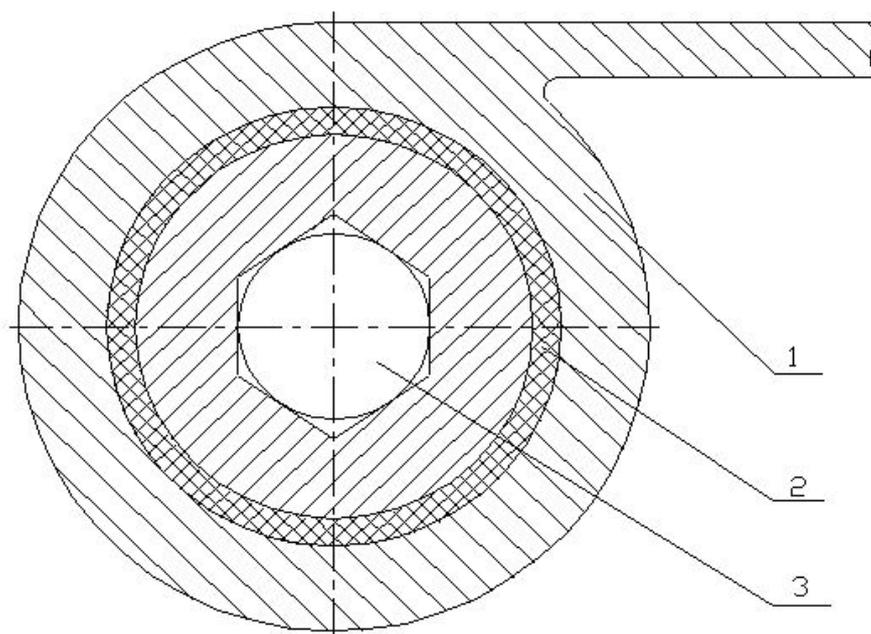


Рисунок 19 - Элементы гусеницы с резино-металлическим шарниром:

- 1 — трак гусеницы, 2 — резиновая втулка,  
3 — шестигранный соединительный палец

«К преимуществам гусеницы с РМШ относятся:

- 1) большой срок службы и слабая зависимость его характера грунтов, на которых эксплуатируется машины
- 2) более высокий к. п. д. особенно при высоких скоростях движения; слабая зависимость к. п. д. от натяжения гусениц;
- 3) улучшение условий работы зацепления с ведущим колесом благодаря относительной стабильности шага гусеницы и уменьшению динамических нагрузок в зацеплении;
- 4) уменьшение динамических нагрузок в элементах ходовой системы и силовой передачи;
- 5) повышение проходимости по слабым грунтам из-за большой эластичности гусеницы.»[11]

К числу недостатков гусеницы с РМШ можно отнести следующие:

- 1) большой вес гусениц;

- 2) большую сложность и большую первоначальную скорость (стоимость одного километра пробега меньше);
- 3) сложность замены траков в полевых условиях.

Гусеницы, у которых в шарнире используется игольчатый подшипник, дороже и сложнее перед другими видами шарниров и находят применение в основном в быстроходных машинах с повышенными требованиями к надёжности и долговечности, т. е. в военных и скоростных транспортных гусеничных машинах. Так как при создании промышленных тракторов такой тип шарнира применяется весьма редко, поэтому подробно его рассматривать не будем.

Теперь рассмотрим типы соединений траков. Траки могут соединяться последовательно (рисунок 18), параллельно (рисунок 20, б) и последовательно-параллельно (Рисунок 20, в). Поскольку в гусеницах с РМШ происходит сложная работа резиновых втулок в отличие от работы в ОМШ, где происходит простой поворот трака с сухим трением относительно пальца, то рассмотрим типы соединений и работу именно гусеницы с резино-металлическим шарниром.

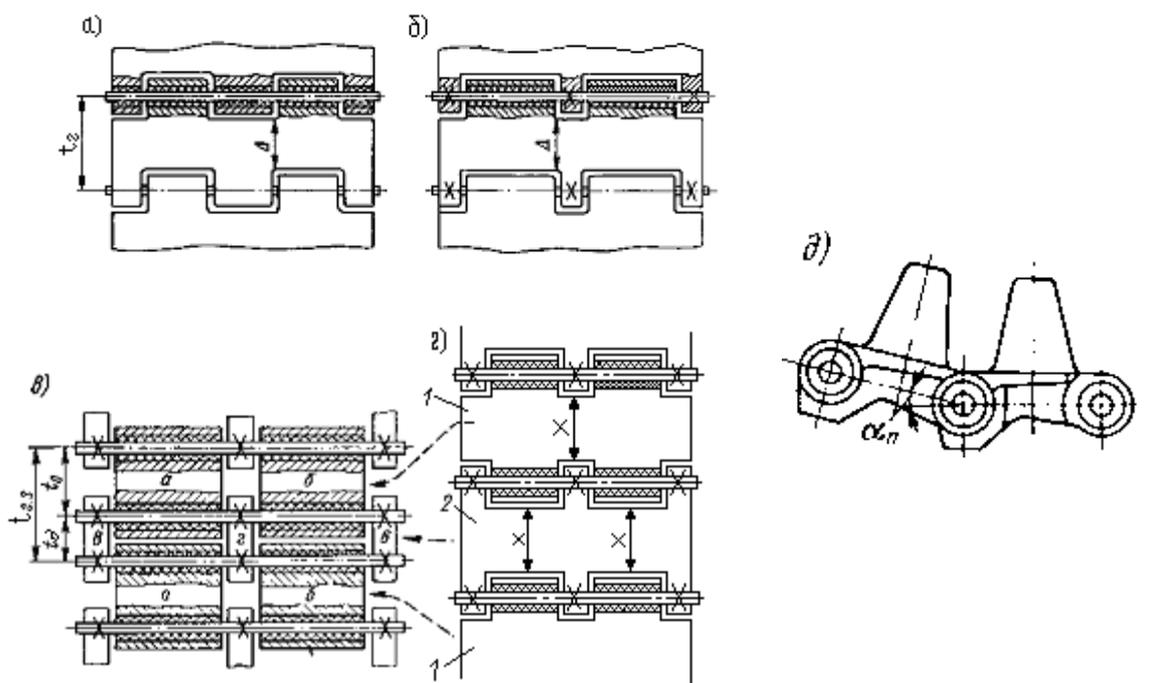


Рисунок 20 - Схемы траков с резино-металлическим шарниром

Переход к схеме на Рисунок 20, в от схемы на Рисунок 20, б можно пояснить через промежуточную условную схему, рисунок 20, г. «Эта схема по принципу работы полностью аналогична схеме на рисунке 20, б только здесь применены два различных трака: основной 1, в котором проушины обеих сторон имеют резиновые втулки, по аналогии со схемой на рисунке 20, а, и соединительный 2, в котором проушины обеих сторон не имеют резиновых втулок, в них закрепляются пальцы. «Уменьшение шага гусеницы, которое дает уменьшение угла  $\gamma$  и, следовательно, касательных напряжений в резиновых втулках, ограничивается в схемах на рисунке 20, а, б прочностью трака в сечениях  $\Delta$  между проушинами противоположных его сторон. Однако в схеме на рисунке 20, в эта трудность преодолевается тем, что ликвидируются «мостики» х между правой и левой половинами как основного, так и соединительного траков, т. е. мы получаем схему, рисунок 20, в, в которой роль соединительного трака выполняют так называемые перемычки в и г. Перемычки в здесь одновременно служат и цевками в зацеплении с ведущим колесом, а перемычка г несет на себе направляющий гребень.

Таким образом, схема шарнирного соединения траков типа представленной на рисунке 20, в за счет параллельной работы втулок в одном шарнире (т. е. на одном пальце) позволяет уменьшить нормальные напряжения, а за счет уменьшения шага между траками — снизить касательные напряжения. Шаги между пальцами в одном траке и между пальцами в соседних траках могут быть различными; как правило,  $t_d < t_0$ . Шаг гусеницы в зацеплении с ведущим колесом равен сумме шагов:  $t_{г.з.} = t_{вк} = t_0 + t_d$ , поэтому гусеница и называется иногда двухшаговой. Этот сложный шарнир можно назвать шарниром с параллельно-последовательной работой резиновых втулок, поскольку в пределах одного шага зацепления последовательно работают резиновые втулки на двух последовательно расположенных пальцах.

Для уменьшения величины максимальных касательных напряжений в РМШ независимо от типа шарнира широко применяется предварительный взаимный поворот траков при сборке гусеницы на угол  $\alpha_n < \gamma/2$ , рисунок 20, д,

в сторону рабочего угла поворота. Это мероприятие приводит к тому, что деформация резины происходит не на угол  $0 - \gamma$ , а на угол  $\pm \gamma/2$ .»[12]

По своей конструкции траки гусениц могут быть совершенно различными в зависимости от количества опорных катков в каретке и ширине беговой дорожки, а также от расположения направляющих гребней. На рисунке 21, 22 и 23 показаны некоторые конструкции траков немецкой фирмы «DIENL REMSCHEID», которые могут применяться как в военной технике, так и в промышленной.

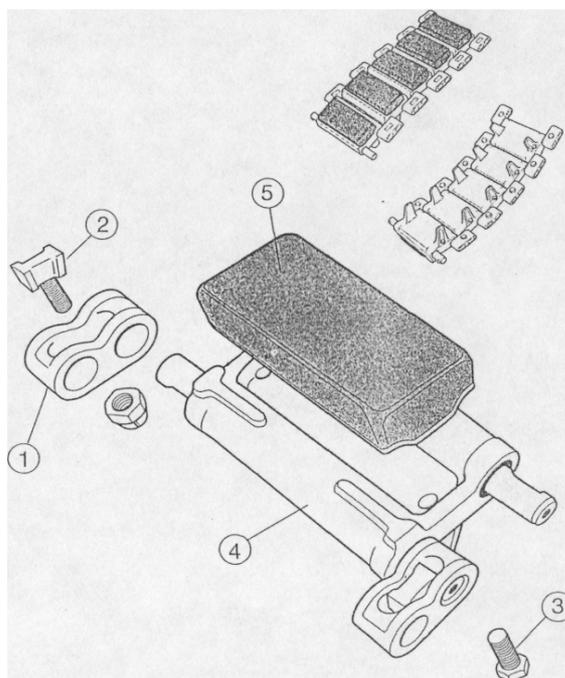


Рисунок 21 - Трак гусеницы: 1—скоба; 2,3—болт; 4—трак;  
5—асфальтоходный башмак

Из-за металлической гусеницы трактор не может перемещаться по дорогам с усовершенствованным покрытием. Рисунки 3.20—3.21 показывают ещё одну особенность гусениц: на траки можно одевать асфальтоходные башмаки для передвижения по асфальту.

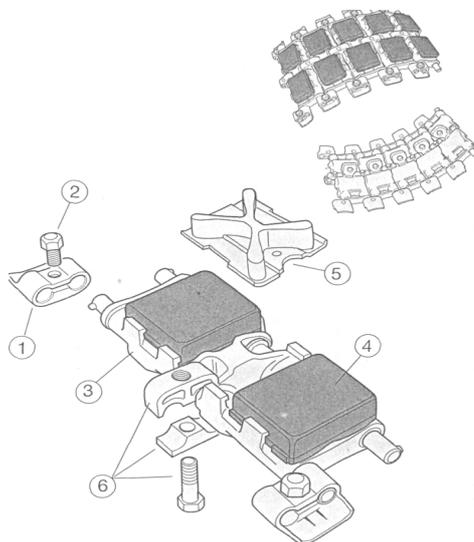


Рисунок 22 - Трак гусеницы с последовательно-параллельным соединением: 1—скоба; 2—болт; 3—трак; 4—асфальтоходный башмак; 5—грунтозацеп; 6—центральная связь

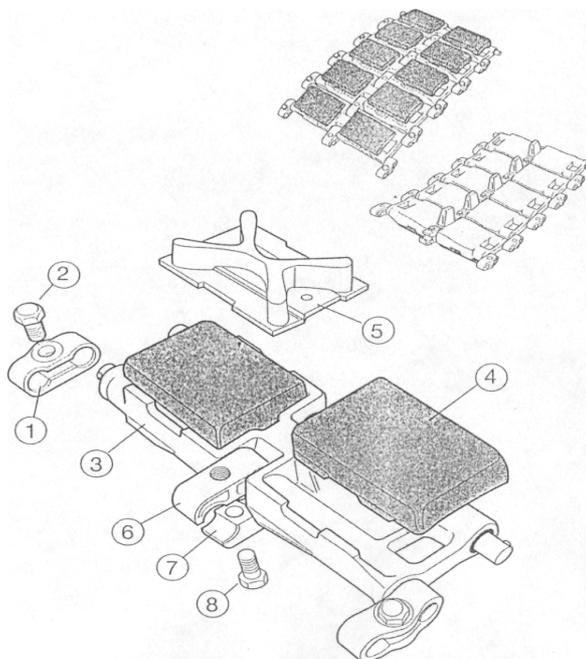


Рисунок 23 - Трак гусеницы: 1—скоба; 2—болт; 3—трак; 4—асфальтоходный башмак; 5—грунтозацеп; 6,7,8—центральная связь

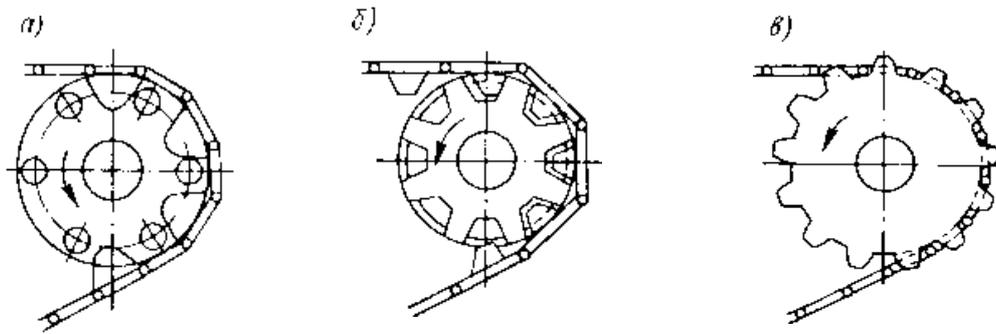


Рисунок 24 - Типы зацепления ведущего колеса с гусеницей.

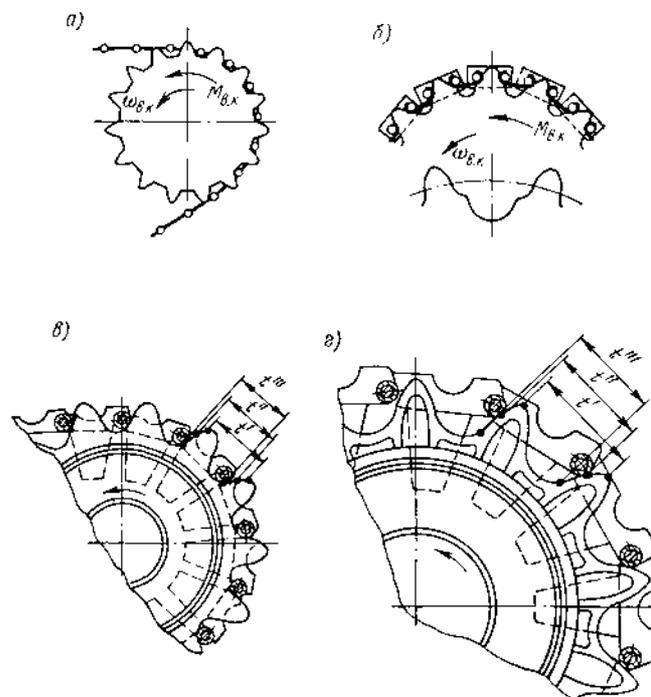


Рисунок 25 - Виды цевочных зацепление: а—нормальное; б—нормальное с постоянным радиусом; в и г—многошаговое при новой и изношенной гусеницах

«Чтобы избежать скольжения цевок по зубу в нормальном зацеплении и добиться распределения нагрузки между несколькими зубьями, применяется улучшенное нормальное зацепление, так называемое многошаговое с переменным радиусом зацепления, рисунок 28, в, г. В этом зацеплении по мере увеличения шага гусеницы цевки должны располагаться на большем радиусе при сохранении зависимости  $t_{гi}=t_{вki}$  скольжение цевок при этом не происходит.

Для нормальной работы многошагового зацепления необходим такой профиль зуба, который обеспечивал бы равновесное положение цевки в любой точке профиля при различных соотношениях усилий на набегающей и сбегаящей ветвях гусениц и сил трения в контакте. Трудности решения этой задачи очевидны. Поэтому применяемые в настоящее время улучшенные зацепления гусениц с изнашивающимся шарниром только ещё приближаются к многошаговому зацеплению в точном смысле этого определения.

Износ зубьев ведущего колеса и шарнира гусеничных цепей, а также потери на трение как в зацеплении, так и в шарнире зависят от способа передачи усилия от ведущего колеса к гусенице. Возможны три способа передачи тягового усилия: тянущий, толкающий и пальцевый. Последний применяется в гусеницах с РМШ, в которых отсутствует износ. При тянущем способе передачи усилия (зуб тянет трак за цевку, расположенную в передней части трака) имеет место значительное трение в зацеплении и износ зубьев ведущего колеса, однако нагрузка на шарнир и его износ меньше. При толкающем способе, когда зуб толкает расположенный впереди трак в его торец, значительно меньше трение и износ в зацеплении и несколько больше нагрузка и износ в шарнирах траков. В целом толкающий способ передачи тягового усилия выгоднее тянущего и получает все большее распространение.

Анализ конструкций опорных катков.»[2]

«Опорные катки современных гусеничных машин можно разделить на следующие три типа:

- 1) с наружной резиновой шиной, рисунок 26, а;
- 2) с внутренней амортизацией, рисунок 26, б;
- 3) жёсткие цельнометаллические, рисунок 26, в.»[2]

«Каток каждого из этих трех типов может быть одинарным, двойным и тройным. Наиболее рациональный тип катка — двойной; по сравнению с одинарным он обеспечивает хорошую устойчивость гусеницы на опорной поверхности и меньшие удельные нагрузки на обод катка. Тройные катки применяются редко, при очень больших нагрузках на каток (тяжелые машины). Одинарные катки применяются на машинах легкого типа, когда мала нагрузка,

приходящаяся на один каток. Вес гусеницы при этом несколько возрастает, так как на каждом траке требуются два направляющих гребня.

В зависимости от диаметра опорные катки разделяются на две группы:

- 1) малого диаметра (500—600 мм); они не полностью вписываются в гусеничный обвод и требуют установки поддерживающих катков;
- 2) большого диаметра (700—800 мм), при которых поддерживающие катки не требуются.»[2]

«Лучшим типом опорного катка для быстроходных гусеничных машин является каток с наружной резиновой шиной, рисунок 26, а. Резиновые шины снижают динамические нагрузки на гусеницу и каток, повышая этим срок службы гусеницы и подшипников опорного катка, а также предохраняя от разрушения и сам каток. Особенно проявляется это их преимущество при движении с большими скоростями по твердым каменистым грунтам и булыжнику. Кроме того, снижается шум при движении машины. Однако условия работы резиновых шин достаточно тяжелые. При качении опорного катка участки шины попеременно то сжимаются, то разжимаются, в резине из-за большого внутреннего трения при ее деформации выделяется значительное количество тепла, что приводит к расслаиванию шины или отслаиванию ее от обода катка.»[2]

Разрушению резиновой шины способствуют также циклические напряжения сжатия, возникающие в ней при движении. Эти напряжения возрастают с увеличением нагрузки на каток, уменьшением диаметра катка, ширины и толщины шины. Снижению долговечности также способствует увеличение частоты циклов нагружения, т.е. увеличение скорости движения и уменьшение диаметра опорного катка.»[2]

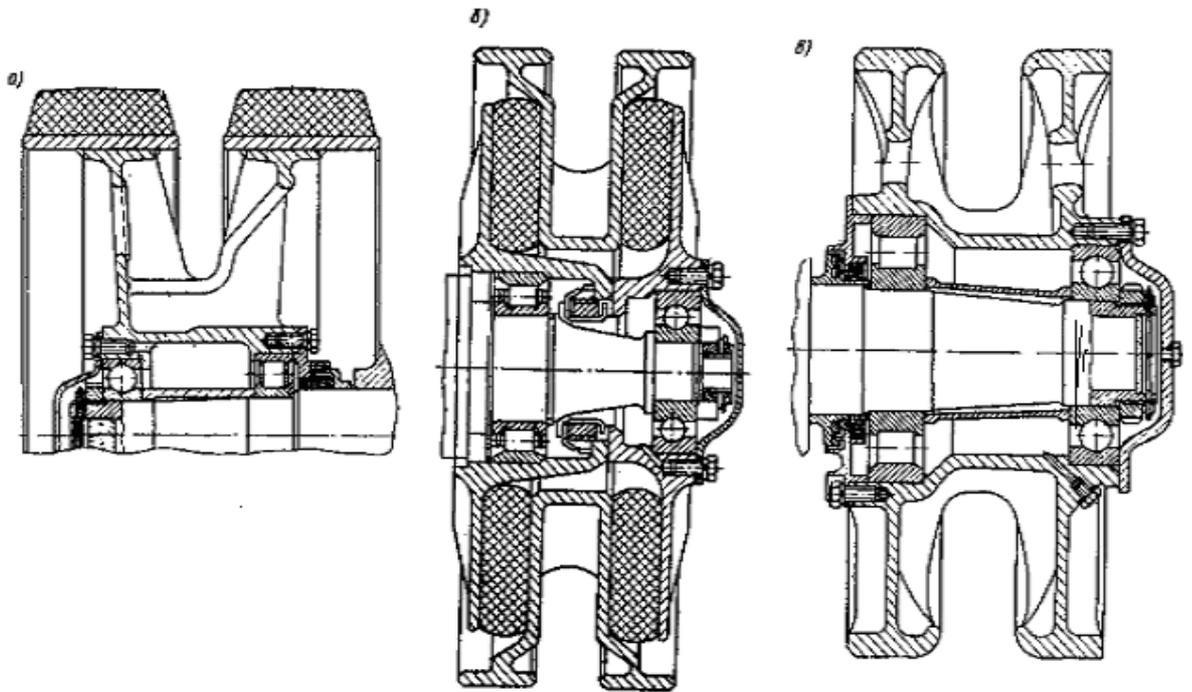


Рисунок 26 - Типы опорных катков

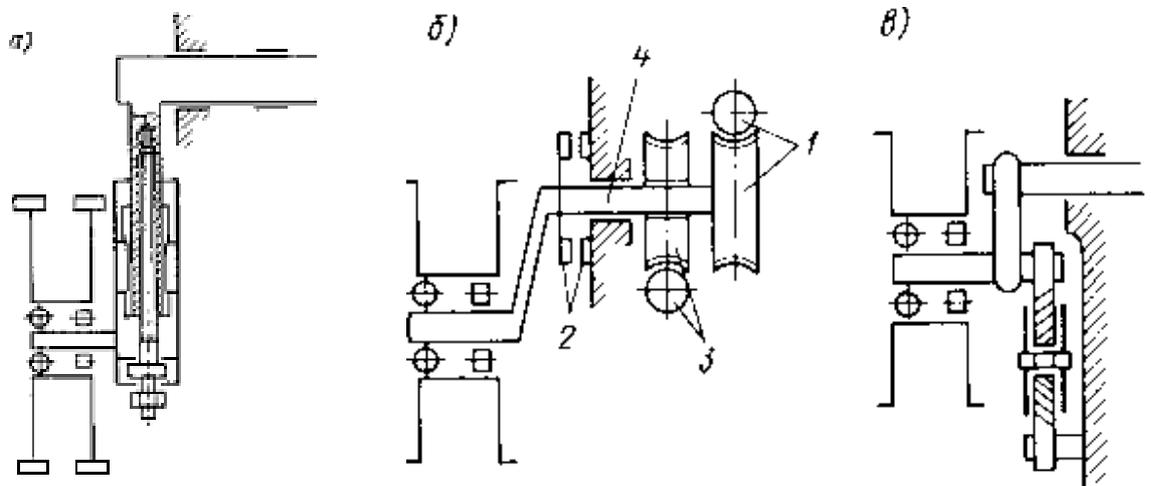


Рисунок 27 - Типы механизмов натяжения гусениц.

«По типу траектории оси направляющего колеса кроме кривошипного ещё применяется тип с прямолинейной траекторией.

Наибольшее применение нашли кривошипные механизмы натяжения вследствие простоты и надежности конструкции. Всем требованиям удовлетворяет и наиболее простой из них — с винтовой стяжкой. Однако при

опорных катках большого диаметра и расположении их близко к корпусу этот тип механизма применить невозможно. В этом случае используется червячный механизм натяжения, рисунок 27, б. Направляющее колесо устанавливается в соответствующее заданному натяжению гусеницы положение с помощью червячной пары 1. Фиксация этого положения производится с помощью гребенок 2 на кривошипе и корпусе машины, так как, несмотря на самотормозящие свойства червячных передач, нельзя допустить передачу на них динамических нагрузок, воспринимаемых направляющим колесом при движении (особенно при преодолении препятствий). Ввод и вывод гребенки кривошипа из зацепления с корпусом производится в одном механизме с помощью второй червячной пары 3 и винтового механизма 4.

Винтовые механизмы натяжения могут найти применение в основном в гусеничном движителе с задним расположением направляющих колес при несущем его положении, рисунок 3, в.

Изменение натяжения гусениц необходимо осуществлять в следующих случаях:

- а) при монтаже и демонтаже гусеницы;
- б) при необходимости увеличить натяжение гусеницы, упавшее вследствие износа шарниров (осуществляется периодически);
- в) при изъятии из гусеницы одного из траков, когда износ шарниров достиг такого предела, что дальнейшее ее натяжение становится невозможным, так как направляющее колесо достигло своего предельного положения;
- г) при замене траков из-за их разрушения;
- д) при изменении условий движения, требующих различного натяжения гусениц.»[3]

«Приведённые выше конструкции механизмов натяжения гусениц просты и достаточно надёжны и находят применение в настоящее время, однако они не могут полностью удовлетворить требования, предъявляемые к ним, в частности: такие механизмы не могут обеспечить изменение натяжение гусеницы на ходу машины в зависимости от изменяющихся условий движения.

Поэтому в машинах общего назначения всё чаще начинают применять механизмы натяжения с гидравлическим приводом.

Требование изменять натяжения гусеницы на ходу является очень важным, так как проходимость гусеничной машины находится в определенной зависимости от силы предварительного натяжения гусениц. Так, при движении по хорошим дорогам с большой скоростью величина натяжения должна гарантировать не спадание гусениц и в то же время не быть слишком большой во избежание чрезмерного износа шарниров и увеличения потерь мощности в движителе. При движении по грязи из-за ее налипания на гусеницах и ведущих и направляющих колесах гусеницу «распирает», натяжение ее возрастает. Для того, чтобы это натяжение при движении машины не превзошло допустимых пределов, предварительное натяжение гусениц должно быть уменьшено. Максимальное натяжение гусениц должно быть обеспечено при движении машины по топким грунтам с целью предельно возможного выравнивания удельных давлений под гусеницами, что будет способствовать повышению проходимости. Увеличение потерь мощности и износ шарниров в этом случае существенного значения не имеют.

Регулирование натяжения гусеницу на ходу машины может быть обеспечено с помощью гидравлического механизма натяжения. Гидравлический цилиндр может устанавливаться в кривошипной схеме, рисунок 27, в, вместо винтовой стяжки.

Схема гидравлического натяжения гусеницы, работающая по криволинейной траектории с кривошипом приведена на рисунке 28 и применяется на базовой машине.»[3]

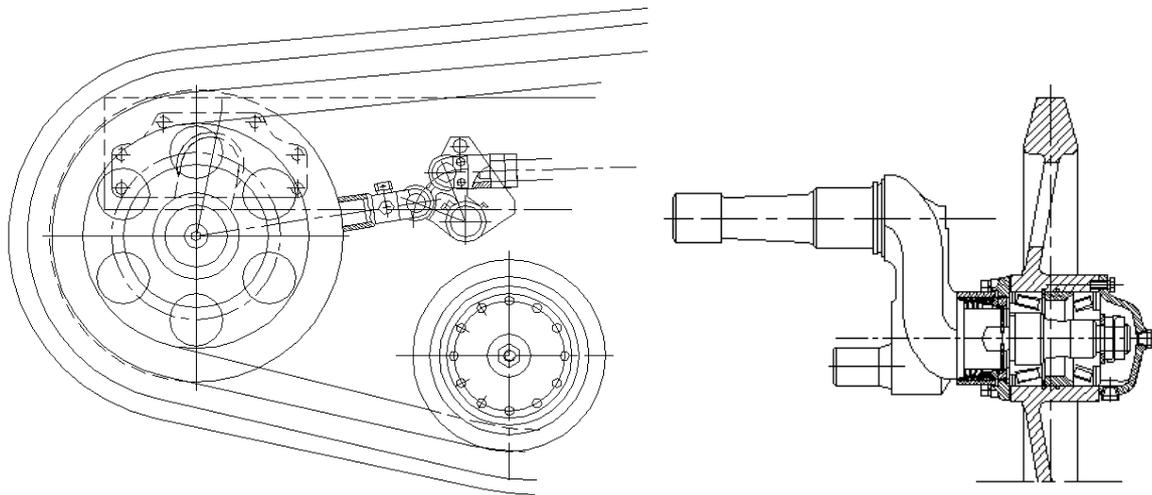


Рисунок 28 - Гидравлический механизм натяжения гусеницы с криволинейной траекторией оси направляющего колеса.

Схема гидравлического натяжения гусеницы, работающая по прямолинейной траектории приведена на рисунке 29.

Управление приводом перекачки жидкости в гидроцилиндре из полости над поршнем в полость под поршнем и наоборот должно осуществляться водителем на ходу машины. По давлению жидкости в цилиндре водитель может судить об истинной величине натяжения гусениц в каждый момент времени.

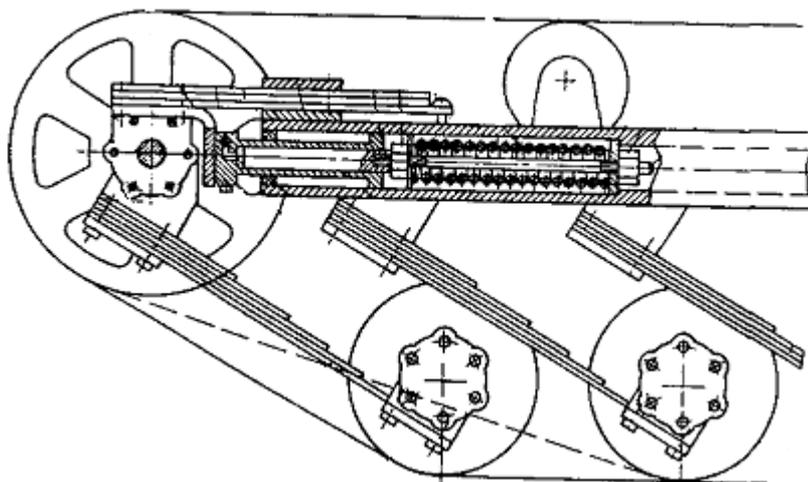


Рисунок 29 - Гидравлический механизм натяжения гусеницы поступательного действия с пружинным компенсационным механизмом.

«Компенсационные механизмы, восстанавливающие натяжение гусениц, нашли применение на некоторых быстроходных гусеничных машинах. Натяжение ослабляется вследствие значительного поджатия передних или задних опорных катков при переезде через препятствие или при значительных амплитудах продольных угловых колебаний, когда необходимая длина гусеничного обвода резко уменьшается. Восстановление длины гусеничного обвода до необходимой величины производится здесь соответствующим перемещением осей направляющего колеса (поворотом кривошипа, на котором оно установлено) в сторону от центра машины. Перемещение оси может осуществляться различными методами, а именно : пружиной, рессорой или гидроаккумулятором. Механизмы компенсации натяжения гусениц снижают динамические нагрузки в гусеничном движителе и трансмиссии, повышают плавность хода и уменьшают вероятность сбрасывания гусениц.»[4]

#### **1.4 Выбор конструкции разрабатываемого узла**

Тщательно проанализировав вышеописанные схемы и типы конструкций, а также опираясь на конструкцию базовой машины, примем решение об конструктивных особенностях проектируемой модели промышленного трактора.

Для начала примем традиционную схему гусеничного движителя, рисунок 11, где ведущее и направляющее колёса приподняты над опорной поверхностью. Это решение обосновывается, прежде всего, компоновкой базовой модели и изменение её весьма трудоёмко.

Гусеничную цепь спроектируем из траков с последовательно-параллельным шарниром с работой резиновых втулок. В данном проекте такое решение будет новинкой, так как изначально на базовой модели была применена резинотросовая гусеница. Однако такая гусеница совершенно не подходит к данному типу трактора по той причине, что она недостаточно прочна и надёжна при больших касательных силах тяги, что имеет место быть в промышленном тракторе.

В отличие от базовой машины ведущее колесо сделаем двухвенцовым для снижения напряжений и повышения поперечной устойчивости гусеницы и с цевочным идеальным зацеплением постоянного радиуса.

Опорные и поддерживающие катки оставим такими, как на базовом тракторе, т. е. с внешней амортизацией.

Направляющее колесо увеличим в диаметре, уменьшив тем самым угол атаки передней наклонной ветви гусеницы, за счёт чего повысятся тягово-сцепные показатели трактора и к п д гусеничного движителя.

Механизм натяжения также оставим без изменения, т.е. кривошипного типа с гидравлической схемой управления. Здесь мы его только рассчитаем на прочность.

## 2 Конструкторская часть

### 2.1 Тягово-динамический расчет трактора

#### 2.1.1 Исходные данные

«Число ведущих колес.....	$n_k = 2$
Собственная масса, кг.....	$m_o = 9000$
Количество мест.....	2
Максимальная скорость, м/с.....	$V_{max} = 5,56$
Максимальная частота вращения колен. вала, рад/с.....	$\omega_{max} = 220$
Минимальная частота вращения колен. вала, рад/с.....	$\omega_{min} = 60$
Коэффициент аэродинамического сопротивления.....	$C_x = 0,50$
Величина максимально преодолеваемого подъема.....	$\alpha_{max} = 0,37$
Коэффициент полезного действия трансмиссии.....	$\eta_{TP} = 0,93$
Площадь поперечного сечения, м <sup>2</sup> .....	$H = 6,07$
Коэффициент сопротивления качению.....	$f_{ko} = 0,018$
Число передач в коробке передач.....	8
Распределение массы автомобиля по осям, % :	
передняя ось.....	50
задняя ось.....	50
Плотность воздуха, кг/м <sup>3</sup> .....	$\rho = 1,293$
Плотность топлива, кг/л.....	$\rho_t = 0,92$ »[2]

#### 2.1.2 Подготовка исходных данных для тягового расчёта

а) Определение полного веса и его распределение по осям

$$G_A = G_o + G_n + G_b, \quad (1)$$

«где  $G_o$  - собственный вес автомобиля;

$G_n$  - вес пассажиров;

$G_b$  - вес багажа;

$$G_0 = m_0 \cdot g = 9000 \cdot 9,807 = 88263 \text{ Н} \quad (2)$$

$$G_{II} = G_{II1} \cdot 2 = m_{II1} \cdot g \cdot 2 = 75 \cdot 9,807 \cdot 2 = 1471 \text{ Н} \quad (3)$$

$$G_B = G_{B1} \cdot 2 = m_{B1} \cdot g \cdot 2 = 10 \cdot 9,807 \cdot 2 = 196 \text{ Н} \gg [2] \quad (4)$$

$$G_A = 88263 + 1471 + 196 = 89930 \text{ Н}$$

$$G_1 = G_A \cdot 50 = 89930 \cdot 50 = 44965 \text{ Н} \quad (5)$$

$$G_2 = G_A \cdot 50 = 89930 \cdot 50 = 44965 \text{ Н} \quad (6)$$

$$r_k = r_{CT} = (0,5 \cdot d + \kappa \cdot \lambda \cdot B) \cdot 10^{-3}, \quad (7)$$

«Где  $r_k$  – радиус качения;

$r_{CT}$  – статический радиус;

$B = 315$  – ширина профиля, мм;

$\kappa = 0,70$  – отношение высоты профиля к ширине профиля;

$d = 571,5$  – посадочный диаметр, мм;

$\lambda = 0,85$  – коэффициент.

$$r_k = r_{CT} = (0,5 \cdot 571,5 + 0,70 \cdot 0,85 \cdot 315) \cdot 10^{-3} = 0,473 \text{ м}$$

### 2.1.3 Определение передаточного числа главной передачи

$$U_0 = \frac{r_k}{U_K \cdot U_D} \cdot \frac{\omega_{MAX}}{V_{MAX}}, \quad (8)$$

где  $U_K$  - передаточное число высшей передачи в коробке передач, на которой обеспечивается максимальная скорость (примем значение передаточное число высшей передачи КП равным 13,769),;»[2]

« $U_d$  - передаточное число делителя коробки передач (максимальная скорость достигается на высшей передачи делителя коробки, значение которой примем равным 1,2).

$$U_0 = (0,473 \cdot 220) / (13,769 \cdot 1,2 \cdot 5,56) = 1,361$$

#### 2.1.4 Внешняя скоростная характеристика двигателя

Определяем мощность двигателя, обеспечивающую движение с заданной максимальной скоростью при заданном дорожном сопротивлении.

$$N_v = \frac{1}{\eta_{TP}} \cdot \left( G_A \cdot \psi_v \cdot V_{MAX} + \frac{C_x \cdot \rho}{2} \cdot H \cdot V_{MAX}^3 \right), \quad (9)$$

где  $\psi_v$  - коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля.

принимается, что максимальная скорость достигается на прямолинейном участке, из чего следует, что:

$$\psi_v = f_0 \cdot \left( 1 + \frac{V_{MAX}^2}{2000} \right) \quad (10)$$

$$\psi_v = 0,018 \cdot (1 + 5,56^2 / 2000) = 0,018$$

$$N_v = (89930 \cdot 0,018 \cdot 5,56 + 0,50 \cdot 1,293 \cdot 6,07 \cdot 5,56^3 / 2) / 0,93 = 10181 \text{ Вт}$$

$$N_{MAX} = \frac{N_v}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3}, \quad (11)$$

где  $a, b, c$  - эмпирические коэффициенты ( $a, b, c = 1$ ),  $\lambda = \omega_{MAX} / \omega_N$  (примем  $\lambda = 1,05$ ).

$$N_{MAX} = 10181 / (1 \cdot 1,05 + 1 \cdot 1,05^2 - 1 \cdot 1,05^3) = 130000 \text{ Вт} \gg [2]$$

Внешнюю характеристику двигателя с достаточной точностью можно определить по формуле Лейдермана:

$$N_e = N_{MAX} \cdot \left[ C_1 \frac{\omega_e}{\omega_N} + C_2 \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right] \quad (12)$$

где  $C_1 = C_2 = 1$  - коэффициенты характеризующие тип двигателя.

Определение значений крутящего момента производится по формуле:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \quad (13)$$

Таблица 1 - Внешняя скоростная характеристика

Обороты дв-ля, об/мин	Угловая скорость, рад/с	Мощность дв-ля, кВт	Момент дв-ля, Н*м
573	60	44,8	747,3
680	71	54,1	759,7
790	83	63,6	768,7
900	94	72,9	774,0
1010	106	82,0	775,6
1120	117	90,7	773,4
1230	129	98,8	767,4
1340	140	106,3	757,7
1450	152	113,0	744,2
1560	163	118,8	727,0
1670	175	123,5	706,1
1780	186	127,0	681,4
1890	198	129,2	652,9
2000	209	130,0	620,7
2101	220	129,3	587,9

$n_e$  - обороты двигателя, об/мин;

$$n_e = \frac{30 \cdot \omega_e}{\pi}. \quad (14)$$

### 2.1.5 Определение передаточных чисел коробки передач

«Передаточное число первой передачи определяется по заданному максимальному дорожному сопротивлению и максимальному динамическому фактору на первой передаче.

В соответствии с этим должны выполняться следующие условия:

$$1) U_1 \geq \frac{G_A \cdot \psi_{MAX} \cdot r_K}{M_{MAX} \cdot \eta_{TP} \cdot U_0 \cdot U_{ГП}}; \quad (15)$$

где  $\psi_{MAX}$  - коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля с учётом вычтены преодолеваемого подъёма ( $\psi_{MAX} = f_{V_{max}} + \alpha_{MAX} = \psi_V + \alpha_{MAX}$ );  $U_D$  - передаточное число делителя коробки передач (максимальный динамический фактор реализуется на низшей ступени делителя коробки, значение которой равно 2,1).

$$\psi_{MAX} = 0,018 + 0,37 = 0,388 \quad (16)$$

$$U_1 \geq 89930 \cdot 0,388 \cdot 0,473 / (775,6 \cdot 0,93 \cdot 1,361 \cdot 2,1) = 16,833$$

$$2) U_1 \leq \frac{G_{СИ} \cdot \varphi \cdot r_K}{M_{MAX} \cdot \eta_{TP} \cdot U_0 \cdot U_{ГП}},$$

где  $G_{СИ}$  - сцепной вес ( $G_{СИ} = G_1 \cdot m_1 = 44965 \cdot 0,9 = 40469$  Н,  $m_1$  - коэффициент перераспределения нагрузки),  $\varphi$  - коэффициент сцепления ( $\varphi = 0,65$ ).

$$U_1 \leq 40469 \cdot 0,65 \cdot 0,473 / (775,6 \cdot 0,93 \cdot 1,361 \cdot 2,1) = 15,499$$

Примем значение первой передачи равным:  $U_1 = 134,500$ .

Значения промежуточных ступеней КП рассчитываются на основании закона геометрической прогрессии:

Знаменатель геометрической прогрессии равен:»[2]

$$q = (U_1 / U_8)^{1/7} = (134,500/36,521)^{1/7} = 1,385 \quad (17)$$

$$U_2 = U_1 / q = 134,500 / 1,385 = 97,091; \quad (18)$$

$$U_3 = U_2 / q = 97,091 / 1,385 = 70,086; \quad (19)$$

$$U_4 = U_3 / q = 70,086 / 1,385 = 50,593; \quad (20)$$

$$U_5 = U_4 / q = 50,593 / 1,385 = 36,521; \quad (21)$$

$$U_6 = U_5 / q = 36,521 / 1,385 = 26,363; \quad (22)$$

$$U_7 = U_6 / q = 26,363 / 1,385 = 19,031; \quad (23)$$

$$U_8 = 13,738. \quad (24)$$

Дальнейшие расчёты проводятся для высшей ступени делителя коробки передач.

#### 2.1.6 Скорость движения автомобиля на различных передачах

Определяем возможные значения скорости на каждой передаче в зависимости от оборотов колен вала:

$$V_A = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_K}{U_{КП} \cdot U_0} \quad (25)$$

Таблица 2 - Скорость автомобиля на различных передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Скорость на 1ой передаче, м/с	Скорость на 2ой передаче, м/с	Скорость на 3ей передаче, м/с	Скорость на 4ой передаче, м/с	Скорость на 5ой передаче, м/с	Скорость на 6ой передаче, м/с	Скорость на 7ой передаче, м/с	Скорость на 8ой передаче, м/с
573	0,2	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,1	1,5
680	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	0,9	1,3	1,8
790	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,1	1,5	2,1
900	0,2	0,3	0,5	0,6	0,9	1,2	1,7	2,4
1010	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0	1,4	1,9	2,7
1120	0,3	0,4	0,6	0,8	1,1	1,5	2,1	3,0
1230	0,3	0,5	0,6	0,9	1,2	1,7	2,4	3,3
1340	0,4	0,5	0,7	1,0	1,3	1,9	2,6	3,6
1450	0,4	0,5	0,8	1,0	1,4	2,0	2,8	3,8
1560	0,4	0,6	0,8	1,1	1,6	2,2	3,0	4,1
1670	0,5	0,6	0,9	1,2	1,7	2,3	3,2	4,4
1780	0,5	0,7	0,9	1,3	1,8	2,5	3,4	4,7
1890	0,5	0,7	1,0	1,4	1,9	2,6	3,6	5,0
2000	0,5	0,8	1,0	1,4	2,0	2,8	3,8	5,3
2101	0,6	0,8	1,1	1,5	2,1	2,9	4,0	5,6

2.1.7 Сила тяги на ведущих колёсах

$$F_T = \frac{M_E \cdot U_{к.п.} \cdot U_0 \cdot \eta_{TP}}{r_K} \quad (26)$$

Таблица 3 - Тяговый баланс

Обороты дв-ля, об/мин	Сила тяги на 1ой передаче, Н	Сила тяги на 2ой передаче, Н	Сила тяги на 3ей передаче, Н	Сила тяги на 4ой передаче, Н	Сила тяги на 5ой передаче, Н	Сила тяги на 6ой передаче, Н	Сила тяги на 7ой передаче, Н	Сила тяги на 8ой передаче, Н
573	268822	194053	140080	101119	72994	52692	38036	27457
680	273285	197275	142406	102798	74206	53567	38668	27913
790	276541	199625	144102	104022	75090	54205	39129	28245
900	278447	201001	145095	104739	75608	54578	39398	28440
1010	279004	201403	145386	104949	75759	54688	39477	28497
1120	278211	200831	144973	104651	75544	54532	39365	28416
1230	276070	199285	143857	103845	74962	54112	39062	28197
1340	272579	196765	142038	102532	74014	53428	38568	27841
1450	267738	193271	139515	100711	72700	52479	37883	27346
1560	261549	188803	136290	98383	71019	51266	37007	26714
1670	254010	183361	132362	95547	68972	49788	35941	25944
1780	245121	176944	127730	92204	66559	48046	34683	25036
1890	234884	169554	122395	88353	63779	46040	33234	23991
2000	223297	161190	116357	83994	60633	43768	31595	22807
2101	211489	152666	110204	79553	57426	41454	29924	21601

### 2.1.8 Силы сопротивления движению

Сила сопротивления воздуху:

$$F_B = H \cdot \rho_B \cdot C_X \cdot \frac{V_A^2}{2}. \quad (27)$$

Сила сопротивления качению:

$$F_f = G_A \cdot f_K; \quad (28)$$

$$f_K = f_0 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot V_A^2). \quad (29)$$

Полученные данные заносим в таблицу и строим графики зависимости сил сопротивления от скорости.

Таблица 4 - Силы сопротивления движению

Скорость, м/с	Сила сопр. воздуху, Н	Сила сопр. качению, Н	Суммарная сила сопр. движению, Н
0	0	1619	1619
0,5	0	1619	1619
1	2	1620	1622
1,5	4	1621	1625
2	8	1622	1630
2,5	12	1624	1636
3	18	1626	1644
3,5	24	1629	1653
4	31	1632	1663
4,5	40	1635	1675
5	49	1639	1688
5,5	59	1643	1703
6	71	1648	1719
6,5	83	1653	1736

### 2.1.9 Динамический фактор

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_A}, \quad (30)$$

$$D_\varphi = \frac{G_{сц} \cdot \varphi}{G_A}, \quad (31)$$

«По этим формулам и данным силового баланса рассчитывают и строят динамическую характеристику автомобиля, которая является графическим изображением зависимости динамического фактора  $D$  от скорости движения при различных передачах в коробке передач и при полной загрузке. Данные расчёта заносят в таблицу и представляют графически.»[2]

Таблица 5 - Динамический фактор на передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Динамич еский фактор на 1ой передаче	Динамич еский фактор на 2ой передаче	Динамич еский фактор на 3ей передаче	Динамич еский фактор на 4ой передаче	Динамич еский фактор на 5ой передаче	Динамич еский фактор на 6ой передаче	Динамич еский фактор на 5ой передаче	Динамич еский фактор на 6ой передаче
573	2,989	2,158	1,558	1,124	0,812	0,586	0,423	0,305
680	3,039	2,194	1,584	1,143	0,825	0,596	0,430	0,310
790	3,075	2,220	1,602	1,157	0,835	0,603	0,435	0,314
900	3,096	2,235	1,613	1,165	0,841	0,607	0,438	0,316
1010	3,102	2,240	1,617	1,167	0,842	0,608	0,439	0,317
1120	3,094	2,233	1,612	1,164	0,840	0,606	0,438	0,316
1230	3,070	2,216	1,600	1,155	0,834	0,602	0,434	0,313
1340	3,031	2,188	1,579	1,140	0,823	0,594	0,429	0,309
1450	2,977	2,149	1,551	1,120	0,808	0,583	0,421	0,304
1560	2,908	2,099	1,515	1,094	0,790	0,570	0,411	0,297
1670	2,825	2,039	1,472	1,062	0,767	0,554	0,399	0,288
1780	2,726	1,968	1,420	1,025	0,740	0,534	0,385	0,278
1890	2,612	1,885	1,361	0,982	0,709	0,512	0,369	0,266
2000	2,483	1,792	1,294	0,934	0,674	0,487	0,351	0,253
2101	2,352	1,698	1,225	0,885	0,638	0,461	0,332	0,240

### 2.1.10 Ускорения автомобиля

$$j = \frac{(D - \Psi) \cdot g}{\delta_{BP}}, \quad (32)$$

«где  $\delta_{BP}$  - коэффициент учета вращающихся масс,

$\Psi$  - коэффициент суммарного сопротивления дороги.

$$\Psi = f + i$$

$i$  – величина преодолеваемого подъёма ( $i = 0$ ).

$$\delta_{BP} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_{КП}^2), \quad (33)$$

где  $\delta_1$  - коэффициент учёта вращающихся масс колёс;  $\delta_2$  - коэффициент учёта вращающихся масс двигателя:  $\delta_1 = \delta_2 = 0,05$ .»[2]

Таблица 6 - Коэффициент учета вращающихся масс

	$U_1$	$U_2$	$U_3$	$U_4$	$U_5$	$U_6$	$U_7$	$U_8$
$\delta_{BP}$	905,563	472,381	246,655	129,032	67,740	35,801	19,159	10,486

Таблица 7 - Ускорение на передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Ускор на 1ой передаче, м/с <sup>2</sup>	Ускор на 2ой передаче, м/с <sup>2</sup>	Ускор на 3ей передаче, м/с <sup>2</sup>	Ускор на 4ой передаче, м/с <sup>2</sup>	Ускор на 5ой передаче, м/с <sup>2</sup>	Ускор на 6ой передаче, м/с <sup>3</sup>	Ускор на 7ой передаче, м/с <sup>4</sup>	Ускор на 8ой передаче, м/с <sup>5</sup>
573	0,03	0,04	0,06	0,08	0,11	0,16	0,21	0,27
680	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,21	0,27
790	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,21	0,28
900	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,22	0,28
1010	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,22	0,28
1120	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,21	0,28
1230	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,21	0,28
1340	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,21	0,27
1450	0,03	0,04	0,06	0,08	0,11	0,15	0,21	0,27
1560	0,03	0,04	0,06	0,08	0,11	0,15	0,20	0,26
1670	0,03	0,04	0,06	0,08	0,11	0,15	0,20	0,25
1780	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10	0,14	0,19	0,24
1890	0,03	0,04	0,05	0,07	0,10	0,14	0,18	0,23
2000	0,03	0,04	0,05	0,07	0,10	0,13	0,17	0,22
2101	0,03	0,03	0,05	0,07	0,09	0,12	0,16	0,21

### 2.1.11 Величины обратные ускорениям

Таблица 8 – «Величины обратные ускорениям»

Обороты дв-ля, об/мин	1/j на 1ой передаче, с <sup>2</sup> /м	1/j на 2ой передаче, с <sup>2</sup> /м	1/j на 3ей передаче, с <sup>2</sup> /м	1/j на 4ой передаче, с <sup>2</sup> /м	1/j на 5ой передаче, с <sup>2</sup> /м	1/j на 6ой передаче, с <sup>2</sup> /м	1/j на 7ой передаче, с <sup>2</sup> /м	1/j на 8ой передаче, с <sup>2</sup> /м
573	31,07	22,51	16,33	11,89	8,70	6,43	4,82	3,72
680	30,56	22,14	16,06	11,69	8,56	6,32	4,74	3,66
790	30,20	21,87	15,87	11,55	8,45	6,24	4,68	3,61
900	29,99	21,72	15,76	11,47	8,39	6,20	4,65	3,59
1010	29,93	21,68	15,73	11,45	8,38	6,19	4,64	3,58
1120	30,02	21,74	15,77	11,48	8,40	6,20	4,65	3,59
1230	30,25	21,91	15,90	11,57	8,47	6,25	4,69	3,62
1340	30,64	22,19	16,10	11,72	8,58	6,34	4,76	3,67
1450	31,20	22,60	16,40	11,94	8,74	6,45	4,85	3,74
1560	31,94	23,14	16,79	12,23	8,95	6,61	4,97	3,84
1670	32,89	23,83	17,30	12,60	9,22	6,82	5,12	3,96
1780	34,10	24,70	17,93	13,06	9,56	7,07	5,32	4,12
1890	35,59	25,79	18,72	13,64	9,99	7,39	5,56	4,31
2000	37,45	27,14	19,71	14,36	10,53	7,79	5,87	4,55
2101	39,56	28,67	20,83	15,18	11,13	8,24	6,22	4,83

### 2.1.12 Время и путь разгона

Время и путь разгона автомобиля определяем графоаналитическим способом. Смысл этого способа в замене интегрирования суммой конечных величин:

$$\Delta t = \int_{V_i}^{V_{i+1}} \frac{1}{j} dV \approx \left( \frac{1}{j_{CP}} \right)_{i+1} \cdot (V_{i+1} - V_i). \quad (34)$$

С этой целью кривую обратных ускорений разбивают на интервалы и считают, что в каждом интервале автомобиль разгоняется с постоянным ускорением  $j = const$ , которому соответствуют значения  $(1/j) = const$ . Эти величины можно определить следующим образом:

$$\left( \frac{1}{j_{CP}} \right)_k = \frac{(1/j)_{k-1} + (1/j)_k}{2}, \quad (35)$$

где  $k$  – порядковый номер интервала.

Заменяя точное значение площади под кривой  $(I/j)$  в интервале  $\Delta V_k$  на значение площади прямоугольника со сторонами  $\Delta V_k$  и  $(I/j_{CP})_k$ , переходим к приближённому интегрированию:

$$\Delta t = \left( \frac{1}{j_{CP}} \right)_k \cdot (V_k - V_{k-1}) \quad (36)$$

$$t_1 = \Delta t_1, \quad t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_2, \quad t_n = \sum_{k=1}^n \Delta t_k.$$

где  $t_1$  – время разгона от скорости  $V_0$  до скорости  $V_1$ ,

$t_2$  – время разгона до скорости  $V_2$ .

Результаты расчёта, в соответствии с выбранным масштабом графика приведены в таблице:»[2]

Таблица 9 - Время разгона

Диапазон скорости, м/с	Площадь, мм <sup>2</sup>	Время, с
0-1	1314	6,6
0-1,5	2488	12,4
0-2	3823	19,1
0-2,5	5617	28,1
0-3	8167	40,8
0-3,5	11774	58,9
0-4	16736	83,7
0-4,5	23352	116,8
0-5	31920	159,6

«Аналогичным образом проводится графическое интегрирование зависимости  $t = f(V)$  для получения зависимости пути разгона  $S$  от скорости автомобиля.

В данном случае кривая  $t = f(V)$  разбивается на интервалы по времени, для каждого из которых находятся соответствующие значения  $V_{CPk}$ .

Площадь элементарного прямоугольника в интервале  $\Delta t_k$  есть путь, который проходит автомобиль от отметки  $t_{k-1}$  до отметки  $t_k$ , двигаясь с постоянной скоростью  $V_{CPk}$ .

Величина площади элементарного прямоугольника определяется следующим образом :»[2]

$$\Delta S = V_{CPk} \cdot (t_k - t_{k-1}) = V_{CPk} \cdot \Delta t_k, \quad (37)$$

где  $k = 1 \dots m$  – порядковый номер интервала,  $m$  выбирается произвольно ( $m = n$ ).

Путь разгона от скорости  $V_0$

до скорости  $V_1$ :  $S_1 = \Delta S_1$ ,

до скорости  $V_2$ :  $S_2 = \Delta S_1 + \Delta S_2$ ,

до скорости  $V_n$ :  $S_n = \sum_{k=1}^m \Delta S_k$

Результаты расчёта заносятся в таблицу:

Таблица 10 - Путь разгона автомобиля

Диапазон скорости, м/с	Площадь, мм <sup>2</sup>	Путь, м
0-1	33	2
0-1,5	121	6
0-2	288	14
0-2,5	602	30
0-3	1176	59
0-3,5	2168	108
0-4	3780	189
0-4,5	6261	313
0-5	9902	495

### 2.1.13 Мощностной баланс

«Для решения ряда вопросов, как, например, выбор передаточного числа главной передачи, исследование топливной экономичности, удобным является анализ мощностного баланса, который выражается уравнением:

$$N_K = N_e \cdot \eta_{TP} = N_f + N_{II} + N_B + N_j, \quad (38)$$

$N_f$  - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению;

$N_B$  - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

$N_{II}$  - мощность, затрачиваемая на преодоление подъема ( $N_{II} = 0$ );

$N_j$  - мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля ( $N_j = 0$ ).

Это уравнение показывает, как распределяется мощность, развиваемая на ведущих колесах автомобиля, по различным сопротивлениям движению.»[2]

Таблица 11 - Мощностной баланс

Обороты дв-ля, об/мин	Мощность на колесе, кВт
573	41,7
680	50,3
790	59,1
900	67,8
1010	76,3
1120	84,4
1230	91,9
1340	98,9
1450	105,1
1560	110,5
1670	114,8
1780	118,1
1890	120,2
2000	120,9
2101	120,3

Таблица 12 - Мощность сопротивления движению

Скорость, м/с	Мощность сопротивления воздуха	Мощность сопротивления качения	Суммарная мощность сопротивления
0	0,0	0,0	0,0
0,5	0,0	0,8	0,8
1	0,0	1,6	1,6
1,5	0,0	2,4	2,4
2	0,0	3,2	3,3
2,5	0,0	4,1	4,1
3	0,1	4,9	4,9
3,5	0,1	5,7	5,8
4	0,1	6,5	6,7
4,5	0,2	7,4	7,5
5	0,2	8,2	8,4
5,5	0,3	9,0	9,4
6	0,4	9,9	10,3
6,5	0,5	10,7	11,3

#### 2.1.14 Топливоно-экономическая характеристика

«Для получения топливоно-экономической характеристики следует рассчитать расход топлива при движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями от минимально устойчивой до максимальной.»[2]

$$Q_s = \frac{1.1 \cdot g_{e\min} K_H \cdot K_E (N_f + N_B)}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \quad (39)$$

где  $g_{E\min} = 250 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$  – минимальный удельный расход топлива.

$$K_H = 1,152 \cdot I^2 - 1,728 \cdot I + 1,523 \quad (40)$$

$$K_E = 0,53 \cdot E^2 - 0,753 \cdot E + 1,227 \quad (41)$$

$$I = \frac{N_f + N_B}{N_T}; \quad (42)$$

$$E = \frac{w_e}{w_{eN}} \quad (43)$$

Результаты расчётов сводят в таблицу и представляют в виде графика.

Таблица 13 - Путевой расход топлива на высшей передаче

Обороты дв-ля, об/мин	Скорость, м/с	<i>I</i>	<i>E</i>	<i>K<sub>И</sub></i>	<i>K<sub>E</sub></i>	<i>Q<sub>s</sub></i>
573	1,5	0,059	0,286	1,425	1,105	24,7
680	1,8	0,058	0,340	1,426	1,082	24,3
790	2,1	0,058	0,395	1,427	1,062	23,9
900	2,4	0,057	0,450	1,427	1,046	23,6
1010	2,7	0,058	0,505	1,427	1,032	23,3
1120	3,0	0,058	0,560	1,427	1,022	23,1
1230	3,3	0,058	0,615	1,426	1,014	23,0
1340	3,6	0,059	0,670	1,424	1,010	23,0
1450	3,8	0,061	0,725	1,422	1,010	23,0
1560	4,1	0,062	0,780	1,420	1,012	23,1
1670	4,4	0,064	0,835	1,416	1,018	23,3
1780	4,7	0,067	0,890	1,412	1,027	23,5
1890	5,0	0,070	0,945	1,407	1,039	23,8

## 2.2 Расчет проектируемого узла

Расчёт ведущего колеса.

Для расчёта ведущего колеса зададимся диаметром начальной окружности  $D_0=720$  мм. и шагом  $t_z=125$  мм.

После этого определим число зубьев ведущего колеса по формуле

$$Z = \frac{\pi}{\arcsin\left(\frac{t_z}{D_0}\right)} = 18. \quad (44)$$

Ширина ведущего колеса:

$$B_{BK} \geq B_{OK} + 2 \cdot b_3 + 2 \cdot b_6,$$

где  $B_{OK}=370$  мм. — ширина опорного катка;

$b_3$  — ширина зуба ведущего колеса;

$b_6$  — ширина опорной площадки барабана.

Ширину зубьев ведущего колеса определяют в зависимости от мощности двигателя

$$b_3 \geq \frac{K_3 \cdot N_e}{n_e}, \quad (45)$$

где  $K_3 \approx 0,1 \dots 0,2$  мм./кВт;

$N_e$  — мощность двигателя,  $N_e=130$  кВт.;

$n_e$  — число зубчатых венцов на ведущем колесе,  $n_e=2$ .

Тогда

$$b_3 \geq \frac{0,2 \cdot 130}{2} = 13 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_3=20$  мм.

Для резинометаллического шарнира параллельного типа

$b_6 \approx 0,3 \cdot b_3 = 0,3 \cdot 20 = 6$  мм. Принимаем  $b_6 = 15$  мм.

С учётом всех рассчитанных значений

$$B_{BK} \geq 370 + 2 \cdot 20 + 2 \cdot 15 = 440 \text{ мм.} \text{ Принимаем } B_{BK} = 450 \text{ мм.}$$

Определим геометрические параметры зубчатого венца.

Радиус цевки  $r_{ц} = (0,13 \dots 0,17) \cdot t_z = 0,15 \cdot 125 = 18,75$  мм. Принимаем 20 мм.

Радиус ножки зуба  $r = (1.05...1.1) \cdot r_{ц} = 1,1 \cdot 20 = 22 \text{ мм}$ .

Диаметр впадины  $D_B = D_0 - 2 \cdot r_{ц} = 720 - 2 \cdot 20 = 680 \text{ мм}$ .

Диаметр наружный  $D_H = D_0 + 2 \cdot h_u$ , где  $h_u = (0.6...0.8) \cdot r_{ц} = 0,8 \cdot 22 = 16 \text{ мм}$ . Тогда  $D_H = 720 + 2 \cdot 18 = 752 \text{ мм}$ .

Расчёт прочности зубьев производится по напряжениям изгиба и контактными напряжениям. Расчётное усилие из условия максимального сцепления гусеницы с грунтом и передачи всего усилия одним зубом при двух зубчатых венцах

$$P_p = \frac{P_{сц}}{2} = \frac{0,65 \cdot G \cdot \varphi}{2} \quad (46)$$

где  $G = 9000 \cdot 9,81 = 88290 \text{ Н}$  — вес машины;

$\varphi = 1$  — коэффициент сцепления движителя с грунтом.

С учётом этих данных

$$P_p = \frac{0,65 \cdot 88290 \cdot 1}{2} = 28694 \text{ Н}.$$

Проверка осуществляется по максимальному моменту двигателя, приведённому к ведущему колесу, на первой передаче. Рассматривается худший случай нагружения — усилие приложено к вершине зуба. Силы трения в зацеплении не учитываются, усилие  $P_p$  принимается направленным по касательной к окружности  $D_H$ , показано на рисунке 30.

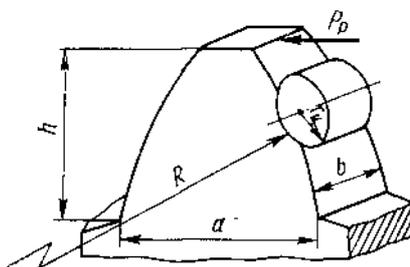


Рисунок 30 - Схема расчёта зуба на изгиб.

Напряжение от изгиба в опасном сечении, находящемся в его основании, определяются по формуле

$$\sigma_u = \frac{6 \cdot P_p \cdot h}{b \cdot a^2}.$$

Величины  $a$ ,  $b$ ,  $h$  обозначены на Рисунок 4.1. Допускаемые напряжения  $[\sigma]_u = 500 \dots 600 \text{ МПа}$ .

Из конструктивных соображений принимаем следующие значения величин:  $a = 30 \text{ мм}$ ,  $b = 20 \text{ мм}$ ,  $h = 35 \text{ мм}$ .

Тогда

$$\sigma_u = \frac{6 \cdot 28694 \cdot 35}{20 \cdot 30^2} = 335,76 \text{ МПа} < [\sigma]_u \quad (47)$$

Контактные напряжения в месте контакта цевки с зубом

$$\sigma_K = 0,42 \sqrt{\frac{P_p}{b \cdot \cos \theta} \cdot \frac{2E_1 E_2 (R \pm r_u)}{(E_1 + E_2) R \cdot r_u}} \quad (48)$$

где  $R$  — радиус кривизны зуба в точке контакта,  $R = 350 \text{ мм}$ ;

$E_1$  и  $E_2$  — модули упругости материалов цевки и зуба; т.к.  $E_1 = E_2$ , то

$$\frac{2E_1 E_2}{(E_1 + E_2)} = E, \quad E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \quad (49)$$

$\theta = 20^\circ$  — угол давления;

$[\sigma_K] = 2500 \dots 3000 \text{ МПа}$  — допускаемое контактное напряжение.

Знак плюс берётся для зуба с выпуклым профилем, минус — с вогнутым.

Подставляя известные значения, проверим зубья ведущего колеса по контактному напряжению

$$\sigma_K = 0,42 \sqrt{\frac{28694}{20 \cdot \cos 15} \cdot \frac{2 \cdot 10^5 \cdot (350 + 16)}{350 \cdot 16}} = 1850,6 \text{ МПа} < [\sigma_K] \quad (50)$$

Условие нагрузки выполняются; принятые и рассчитанные величины верны.

Болты крепления зубчатых венцов к ступице ведущего колеса также рассчитываются по усилию  $P_p$ . Болтовое соединение работает в этих конструкциях на растяжение от силы, требующейся для создания силы трения в соединении, которая должна обеспечить передачу крутящего момента, рисунок 31.

Окружная сила на окружности расположения болтов

$$P_{p.б.} = P_p \cdot \frac{r_{в.к.}}{r_b} = \frac{0,65 G \varphi}{2} \cdot \frac{r_{в.к.}}{r_b}, \quad (51)$$

где  $r_b$  — радиус расположения болтов, по условиям компоновки принимаем  $r_b = 210 \text{ мм}$ .

$$P_{p.б.} = \frac{0,65 \cdot 88290}{2} \cdot \frac{360}{210} = 49190H \quad (52)$$

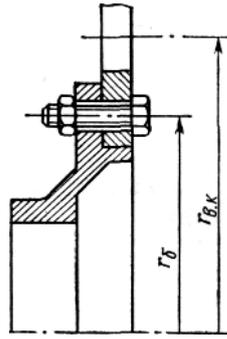


Рисунок 31 - Схема расчёта болтов зубчатого венца

Необходимая сила трения в плоскости соединения

$$F = P_{зам} \mu n \geq P_{p.б.},$$

отсюда усилие затяга,  $P_{зам} \geq \frac{P_{p.б.}}{\mu n}$ . Здесь  $\mu$  — коэффициент трения, для стальных поверхностей при сухом трении  $\mu \approx 0,2$ ;  $n=8$  — число болтов.

С другой стороны,  $P_{зам} = \frac{\pi d_б^2}{4} [\sigma]_p$ , тогда диаметр болтов

$$d_б \geq 1,13 \sqrt{\frac{P_{зам}}{[\sigma]_p}} = 1,13 \sqrt{\frac{P_{p.б.}}{\mu n [\sigma]_p}} \quad (53)$$

Здесь допустимые напряжения растяжения  $[\sigma]_p = 0,6 \tau_T$ , где  $\tau_T = 320$  МПа — предел текучести для материала, из которого изготовлены болты.

$$d_б \geq 1,13 \sqrt{\frac{49190}{0,2 \cdot 8 \cdot 192}} = 14,3 \text{ мм.} \quad (54)$$

Принимаем болт М16.

Расчёт гусеницы.

Работоспособность РМШ гусеницы определяется усталостными напряжениями в резине втулок. Втулки эти находятся в сложном напряженном состоянии: к остаточным напряжениям сжатия при запрессовке прибавляются сжимающие напряжения (от предварительного натяжения гусеницы, от растягивающих гусеницу центробежных сил и сил тяги при движении машины) и, самое главное, знакопеременные касательные напряжения от закручивания втулок при изгибе гусеницы.

Так как достаточно точный расчёт РМШ пока ещё не найден, то

приблизительную оценку его работоспособности будем производить на основе опыта эксплуатации и экспериментальных исследований при помощи сравнительного расчёта, не учитывающего деформации сжатия резиновых втулок.

Маневренные качества машины оцениваются отношением длины опорной поверхности к колее машины:

$$L/B \leq 1.8.$$

Зададимся длиной опорной поверхности и колеей, равной длине опорной поверхности и колее базовой машины, т.е.  $L=2215$  мм. и  $B=1600$  мм.

Проверим условие манёвренности

$$2215/1600=1,4 < 1,8.$$

Условие выполняется, — значит, принятые параметры верны.

Далее из условия среднего давления движителя на грунт

$$q_{cp} = \frac{mg}{2Lb} \quad (55)$$

определим ширину гусеницы. Ширина гусеницы:

$$b = \frac{mg}{2Lq_{cp}}, \quad (56)$$

где  $m=9000$  кг.— масса трактора;

$g=9.81$  м/с<sup>2</sup> — ускорение свободного падения;

$q_{cp}=40...70$  кПа — среднее давление на грунт для машин общего назначения массой до 20 т.

Тогда

$$b = \frac{9000 \cdot 9.81}{2 \cdot 2215 \cdot 45 \cdot 10^{-3}} = 442.9 \text{ мм.} \quad (57)$$

Примем  $b=470$  мм., т.е. равной ширине базовой машины.

Расчётную нагрузку принимают равной:

$$P = 0.65 \cdot m \cdot g \cdot \varphi + P_{np}, \quad (58)$$

где  $\varphi=0,8...1$  — коэффициент сцепления гусеницы с грунтом;

$P_{np}=(0,05...0,08)M_T g$ — сила предварительного натяжения гусеницы.

Тогда с учётом всех обозначений:

$$P = 0.65 \cdot 9000 \cdot 9.81 \cdot 1 + 0.06 \cdot 9000 \cdot 9.81 = 62686 \text{ Н}$$

Длину проушин для гусениц с последовательно-параллельным шарниром определяют при конструктивной проработке траков.

Диаметр пальца рассчитывают из условия обеспечения допустимого напряжения смятия:

$$d \geq \frac{k_p \cdot P_{T \max}}{[\sigma_{см}] \cdot \sum b_p}, \quad (59)$$

где  $k_p$  — коэффициент, учитывающий неравномерность сжатия резиновых втулок при изгибах пальца,  $k_p=2$  ;

$\sum b_p$  — суммарная длина резиновых втулок одной из сторон трака, с учётом центральной связи  $\sum b_p = 430 \text{ мм}$ .

$[\sigma_{см}]$  — допустимое напряжение смятия,  $[\sigma_{см}] \leq 40 \text{ Мпа}$ .

После подстановки получим

$$d \geq \frac{2 \cdot 62686}{40 \cdot 430} = 7.3 \text{ мм}. \quad (60)$$

Примем  $d=20 \text{ мм}$ .

Внутренний радиус проушин траков при последовательно-параллельном шарнире (Рисунок 4.1):

$$r_2 = 0.5d + h_p, \quad (61)$$

где  $h_p$  — толщина резинового кольца; как правило  $h_p = 3 \dots 5 \text{ мм}$  [14].

$$r_2 = 0.5 \cdot 20 + 5 = 15 \text{ мм}.$$

Наружный радиус проушин траков устанавливают исходя из допускаемых напряжений разрыва:

$$R = r_2 + \frac{P + P_{рез}}{\sigma_{ср} \cdot b_z}, \quad (62)$$

где  $P_{рез}$  — усилие от запрессовки резиновых втулок; ориентировочно по

$$\text{лит. [14]} \quad P_{рез} = (0,9 \dots 1) 10^{-3} \frac{b_z}{2} = \frac{0,95 \cdot 10^{-3} \cdot 470}{2} = 0,22 \text{ МН}$$

$\sigma_{ср}$  — среднее допускаемое напряжение разрыва,  $\sigma_{ср} = 150 \text{ Мпа}$ .

Наружный радиус проушин:

$$R = 15 + \frac{62686 + 0.22 \cdot 10^6}{150 \cdot 470} = 19 \text{ мм.}$$

Принимаем  $R=20$  мм.

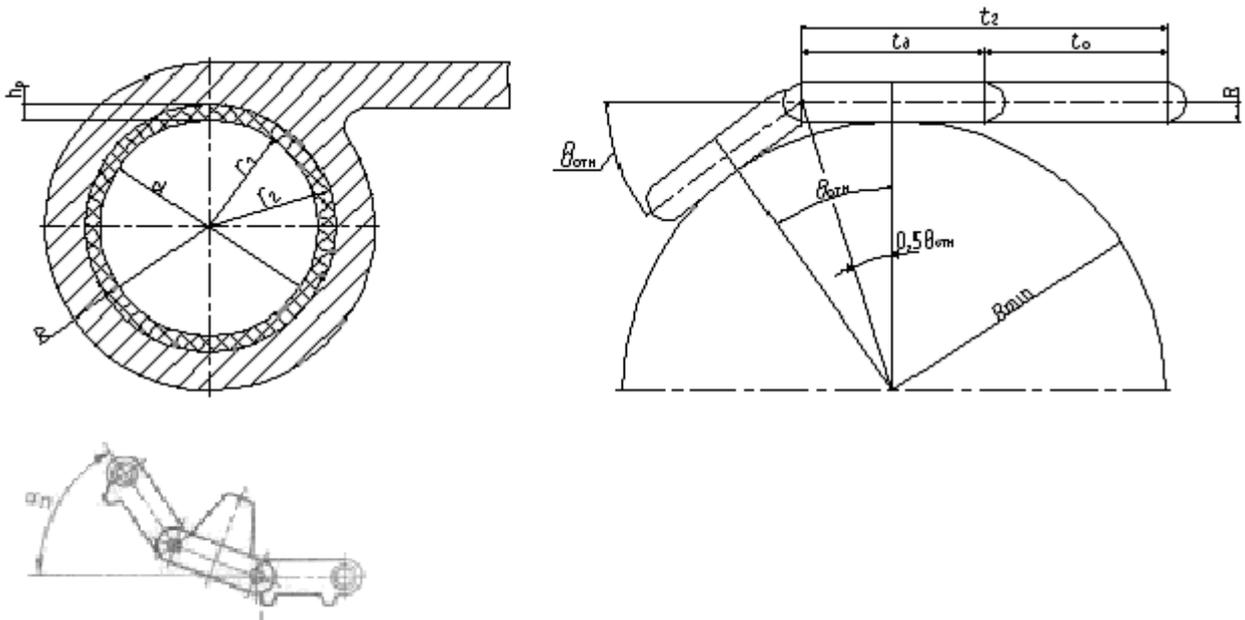


Рисунок 32 - Расчётная схема гусеницы с РМШ.

После конструктивной проработки траков гусеницы для получения минимально возможного шага определяют нормальные и касательные напряжения в резиновых втулках и срок службы гусеницы.

Угол закручивания резиновых втулок при относительном повороте траков определяют исходя из размеров направляющего и ведущего колёс (выбирают колесо минимального размера  $R_{min}$ , рисунок 32. Тогда для гусениц с последовательно-параллельным шарниром

$$\theta_{омн} = 2 \arctg \frac{t_0}{2 \cdot (R_{min} + R)}; \quad (63)$$

$$\theta_{омн} = 2 \arctg \frac{79}{2 \cdot (350 + 20)} = 12.18^\circ$$

В этой формуле приняли  $R_{min}$ , равный радиусу направляющего колеса, как наименьшего, а также  $t_0$  (см. Рисунок 4.1) приняли равной 79 мм. из конструктивных соображений.

Рабочий угол закручивания с учётом угла  $\alpha_n$  (см. Рисунок 4.1) предварительного поворота траков и при сборке гусениц для последовательно-

параллельного шарнира равен

$$\psi = \theta_{\text{отн}} - \alpha_n ; \quad (64)$$

Примем  $\alpha_n = 12^\circ$ . Тогда  $\psi = 12.18 - 12 = 0.18^\circ$ .

Касательное напряжение в резиновой втулке

$$\tau_{\text{max}} = \frac{2 \cdot r_2^2 \cdot G_p}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \psi \leq 0.6 \text{ МПа} , \quad (65)$$

где  $G_p = 0,8 \dots 1$  МПа — модуль сдвига резины [14];

$r_1$  — радиус внутреннего слоя резиновой втулки.

Тогда

$$\tau_{\text{max}} = \frac{2 \cdot 15^2 \cdot 0.8}{15^2 - 10^2} \cdot 0.18 = 0.518 < 0.6 \text{ МПа}$$

Условие выполняется — все принятые и рассчитанные значения верны.

Число циклов до разрушения РМШ, согласно данным А.Н. Малиновского [14], ориентировочно рассчитывают по выражению

$$n = [196 \cdot (10 \cdot \tau_{\text{max}} - 3)^{-2} - 2] \cdot 10^5 ; \quad (66)$$

$$n = [196 \cdot (10 \cdot 0.518 - 3)^{-2} - 2] \cdot 10^5 = 39,1 \cdot 10^5 .$$

Пробег гусеницы (км):

$$S = \frac{2 \cdot n \cdot z \cdot t_z}{1000 \cdot m} , \quad (67)$$

где  $z$  — число траков на одной гусенице,  $z = 72 \text{ шт.}$ ;

$m$  — число точек перегиба на гусеничном обводе,  $m = 8$  [16].

Тогда

$$S = \frac{2 \cdot 39,1 \cdot 10^5 \cdot 72 \cdot 0.125}{1000 \cdot 8} = 8797,5 \text{ км.}$$

При пересчёте на пробег машины (км) получается  $6598,1$  км.

Напряжение смятия в РМШ определяют по максимальной растягивающей силе

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{0,65 \varphi G_T + F_c}{d \sum b_p} \leq [\sigma_{\text{см}}] , \quad (68)$$

где  $[\sigma_{\text{см}}] = 30 \dots 40 \text{ МПа}$ .

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{62686}{20 \cdot 430} = 7,28 \text{ МПаБ} < [\sigma_{\text{см}}] .$$

Условие выполняется.

Расчёт опорного катка.

Расчёт опорных катков проводят по средней статической нагрузке на каток

$$P_{к.ст.} = K_1 \cdot \frac{(0,5 \cdot M_T - L \cdot \rho_\Gamma) \cdot g + P_{н.г.}}{n}, \quad (69)$$

где  $K_1 = 1,05$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилия по каткам, расположенных вдоль борта машины;

$M_m = 9000$  кг. — масса машины;

$L = 2215$  мм. — длина опорной поверхности;

$P_{н.г.} = 5297$  Н — усилие предварительного натяжения гусеницы;

$n = 5$  — число опорных катков на борт;

$\rho_\Gamma$  — погонная масса гусеницы.

Погонная масса гусеницы

$$\rho_\Gamma = \frac{m_2}{l_2}, \quad (70)$$

где  $m_2 = 650$  кг. — масса гусеницы;

$l_2 = 9015$  мм. — длина гусеницы.

$$\rho_\Gamma = \frac{650}{9015} = 0,07 \text{ кг/мм}. \quad (71)$$

С учётом всех значений

$$P_{к.ст.} = 1,05 \cdot \frac{(0,5 \cdot 9000 - 2215 \cdot 0,07) \cdot 9,81 + 5297}{5} = 10063 \text{ Н}.$$

Размеры шины определяют по условному давлению, которое определяется по следующей зависимости

$$q_{ш.у.} = \frac{P_{ш.}}{b_{ш.} D_k}, \quad (72)$$

где  $D_k$  — наружный диаметр шины, принимаем  $D_k = 400$  мм.;

$b_{ш.}$  — ширина шины, принимаем  $b_{ш.} = 120$  мм.

$P_{ш.}$  — нагрузка на шину;

$$P_{ш.} = \frac{\kappa_n P_{к.ст.}}{n_{ш.}}, \quad (73)$$

где  $\kappa_n$  — коэффициент, учитывающий нагрузку резины при перекосах катка

относительно основания гусеницы; для двухрядных катков  $\kappa_n = 1,05 \dots 1,2$ ;

$n_{ш} = 2$  — число шин в катке;

$$P_{ш} = \frac{1,1 \cdot 10063}{2} = 5535 \text{ Н}$$

При качении катка по металлической гусенице  $[q_{ш.у.}] \leq 0,19 \dots 0,20 \text{ МПа}$ .

Из предлагаемого ряда принимаем толщину резиновой шины, равной  $H_{ш} = 45 \text{ мм}$ .

При проверочном расчёте давление в контакте шины с беговой дорожкой гусеницы вычисляют по эмпирической зависимости

$$q_{ш} = 0,95 \delta^3 \sqrt{\frac{1}{6} \cdot \frac{K_P E_{ш} P_{ш}^2}{D_K b_{ш}^2 H_{ш}}}, \quad (74)$$

где  $\delta$  — коэффициент, учитывающий влияние упругого основания гусеницы; так как в нашем случае гусеница цельнометаллическая, то  $\delta = 1$ ;

$E_{ш}$  — модуль сжатия шины;

$$E_{ш} = \left( 2 + 0,7 \frac{b_{ш}}{2 \cdot H_{ш}} \right) \cdot E_P; \quad (75)$$

$$K_P = \sqrt[3]{\frac{E_P b_{ш} H_{ш} \kappa_n}{P_{ш}}}. \quad (76)$$

Модуль сжатия  $E_P = 9 \text{ МПа}$ .

$$E_{ш} = \left( 2 + 0,7 \frac{120}{2 \cdot 45} \right) \cdot 9 = 26,4 \text{ МПа};$$

$$K_P = \sqrt[3]{\frac{9 \cdot 120 \cdot 40 \cdot 1,1}{5535}} = 2,05$$

С учётом всех полученных значений давление в контакте будет равно

$$q_{ш} = 0,95 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{6} \cdot \frac{2,05 \cdot 26,4 \cdot 5535^2}{400 \cdot 120^2 \cdot 45}} = 0,97 \text{ МПа}$$

Долговечность шины в км. пробега

$$S_t = K_S \cdot 10^{\left( \alpha_t \frac{q_{ш}}{K_t} \right)}, \quad (77)$$

где  $S_t$  — наработка шины до разрушения;

$K_S = 2,25$  — поправочный коэффициент;

$\alpha_t = 5,25$  — скоростной фактор;

$K_t = 0.8 \text{ МПа}$  — постоянный коэффициент;

$$S_t = 2.25 \cdot 10^{\left(5.25 - \frac{0.97}{0.8}\right)} = 24529.2 \text{ км.}$$

Деформация шины в направлении действия нагрузки

$$f_w = 0,9 \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{9}{16} \cdot \frac{H_w^2 \cdot P_w^2 \cdot K_P}{D_K \cdot b_w^2 \cdot E_w^2}} = 0,9 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{9}{16} \cdot \frac{45^2 \cdot 5535^2 \cdot 2,05}{400 \cdot 120^2 \cdot 26,4^2}} = 3,8 \text{ мм.} \quad (78)$$

При тепловом расчёте определяется температура нагрева шин опорных катков по формуле

$$T = T_0 + \frac{0,008 \cdot K_T \cdot P_w \cdot V}{b_w \cdot E_P}, \quad (79)$$

где  $T_0 = 30^\circ \text{C}$  — температура окружающего воздуха;

$K_T$  — коэффициент, учитывающий геометрические размеры шины;

$V = 30 \text{ км/ч}$  — максимальная скорость движения машины.

$$K_T = \frac{1 - A^2}{1 - B^2} \left[ 0,5 - \frac{2 \cdot A^2}{(1 + A)^2} \right]; \quad (80)$$

$$A = 1 - \xi \frac{H_w}{R_K}; \quad (81)$$

$$B = 1 - \frac{H_w}{R_K}; \quad (82)$$

Здесь  $\xi = 0,555$  — коэффициент, учитывающий положение очага максимальной температуры.

$$A = 1 - 0,555 \frac{45}{200} = 0,875; \quad (83)$$

$$B = 1 - \frac{45}{200} = 0,775; \quad (84)$$

$$K_T = \frac{1 - 0,875^2}{1 - 0,775^2} \left[ 0,5 - \frac{2 \cdot 0,875^2}{(1 + 0,875)^2} \right] = 0,04 \quad (85)$$

$$T = 30 + \frac{0,008 \cdot 0,04 \cdot 5535 \cdot 8,33}{0,12 \cdot 9} = 43,67^\circ \quad (86)$$

При движении по металлической беговой дорожке гусеницы допустимая температура нагрева  $[T] = 190^\circ$ . Полученная при расчётах температура значительно меньше предельно допустимой, что говорит о правильности

выбранных конструктивных параметрах опорных катков.

Расчёт поддерживающего катка.

Поддерживающие катки классифицируются :

1. По числу ободьев бывают одно и двухрядные;
2. По наличию амортизирующих элементов — с наружной или внутренней амортизацией.

По рекомендациям [14] принимаем диаметр поддерживающего катка  $D_{п.к.}=250$  мм.

Ширину резиновой шины можно задавать в зависимости от условного давления  $[q_{ш.п.к.}]$ .

$$b_{ш.п.к.} = \frac{P_{п.к.}}{n_{ш.п.к.} \cdot D_{п.к.} \cdot [q_{ш.п.к.}]}, \quad (87)$$

где  $n_{ш.п.к.}=2$  — число шин в катке;

$P_{п.к.}$  — нагрузка на поддерживающий каток;

$[q_{ш.п.к.}]=0,03...0,05$  МПа;

$$P_{п.к.} = \frac{\rho \cdot g \cdot L_{bo}}{2 + n_{п.к.}}, \quad (88)$$

где  $\rho=0,07$  кг/мм. — погонная масса гусеницы;

$L_{bo}=3327$  мм. — расстояние от оси ведущего колеса до оси направляющего колеса;

$n_{п.к.}=3$  — число поддерживающих катков;

$$P_{п.к.} = \frac{0,07 \cdot 9,81 \cdot 3327}{2 + 3} = 457H \quad (89)$$

$$b_{ш.п.к.} = \frac{457}{2 \cdot 250 \cdot 0,03} = 30,47 \text{ мм.}$$

Принимаем ширину резиновой шины, равной ширине на базовой машине, т.е.

$$b_{ш.п.к.} = 48 \text{ мм.}$$

Толщину наружной шины принимаем  $H_{ш.п.к.}=25$  мм.

Тепловой расчёт проводят аналогично расчёту опорного катка.

Температура нагрева поддерживающих катков

$$T = T_0 + \frac{0,008 \cdot K_T \cdot P_{ш.} \cdot V}{b_{ш.} \cdot E_p}, \quad (90)$$

где  $T_0=30^{\circ}C$  — температура окружающего воздуха;

$K_T$  — коэффициент, учитывающий геометрические размеры шины;

$V=30$  км/ч — максимальная скорость движения машины.

$$K_T = \frac{1-A^2}{1-B^2} \left[ 0,5 - \frac{2 \cdot A^2}{(1+A)^2} \right]; \quad (91)$$

$$A = 1 - \xi \frac{H_w}{R_K}; \quad (92)$$

$$B = 1 - \frac{H_w}{R_K}; \quad (93)$$

Здесь  $\xi=0,555$  — коэффициент, учитывающий положение очага максимальной температуры.

$$A = 1 - 0,555 \frac{25}{125} = 0,889; \quad (94)$$

$$B = 1 - \frac{25}{125} = 0,8; \quad (95)$$

$$K_T = \frac{1-0,889^2}{1-0,8^2} \left[ 0,5 - \frac{2 \cdot 0,889^2}{(1+0,889)^2} \right] = 0,033; \quad (96)$$

$$T = 30 + \frac{0,008 \cdot 0,033 \cdot 457 \cdot 8,33}{0,08 \cdot 9} = 31,4^{\circ}. \quad (97)$$

Из расчёта видно, что рассчитанная температура не превышает предельно допустимую температуру.

Расчёт направляющего колеса.

Высоту расположения центра оси направляющего колеса оставляем такую же, как на базовой машине, рассчитывая на её кинематическую и компоновочную схемы.

Наружный диаметр направляющего колеса увеличиваем на 100 мм. по сравнению с базовым вариантом для повышения и принимаем  $D_{н.к.}=700$  мм.. Этим уменьшим угол атаки направляющей ветви и, как следствие этого, добьёмся некоторого повышения тягово-сцепных показателей машины.

Ширину обода направляющего колеса можно задать в зависимости от условного давления  $[q_{н.к.}]$ .

$$b_{o.n.k.} = \frac{P_{н.к.}}{0,5 \cdot (\pi - \beta) \cdot n_{o.n.k.} \cdot D_{н.к.} \cdot [q_{н.к.}]}, \quad (98)$$

где  $P_{н.к.}$  — усилие натяжения гусеницы, приведённое к оси направляющего колеса;

$\beta = 10^\circ$  — угол между верхней и наклонной ветвями гусеничного обвода;

$n_{o.n.k.} = 2$  — число ободьев направляющего колеса;

$D_{н.к.} = 700 \text{ мм.}$  — диаметр направляющего колеса;

$q_{н.к.} \leq 2,2 \dots 2,6 \text{ МПа}$  — допустимое условное давление для колеса с металлическим ободом.

Детали направляющего колеса и механизма натяжения рассчитывают по силе, рисунок 33.

$$P_{н.к.} = 2 \cdot P \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad (99)$$

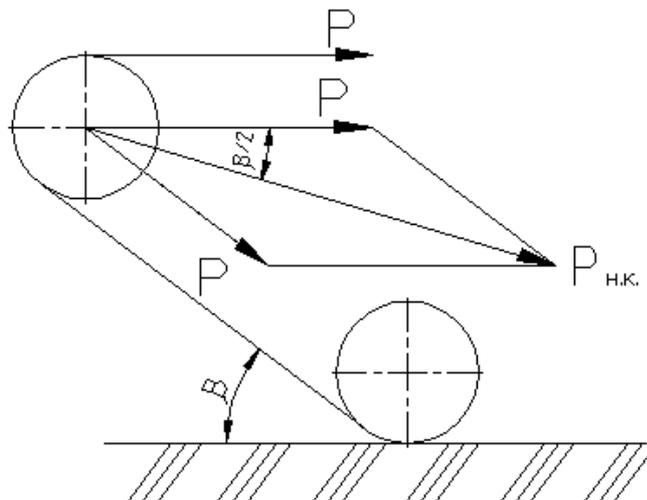


Рисунок 33 - Расчётная схема направляющего колеса.

При переднем расположении направляющего колеса  $P = 62686 \text{ Н}$ , т.е. с учетом максимальной силы тяги по сцеплению при движении задним ходом на горизонтальном участке и силы предварительного натяжения гусеницы. Обод колеса, кривошип и его опоры рассчитывают по соответствующим формулам для опорных катков, балансира и его опор. Итак, расчётное усилие

$$P_{н.к.} = 2 \cdot 62686 \cdot \cos\left(\frac{10}{2}\right) = 124895 \text{ Н} \quad (100)$$

С учётом рассчитанных значений

$$b_{\text{о.н.к.}} = \frac{124895}{0,5 \cdot (3,14 - 0,17) \cdot 2 \cdot 700 \cdot 2,5} = 24 \text{ мм.} \quad (101)$$

Принимаем  $b_{\text{о.н.к.}} = 30 \text{ мм.}$

Расчёт кривошипа.

Расчёт кривошипа заключается в определении его радиуса, рисунок 34, и проведении проверочного расчёта в опасных сечениях.

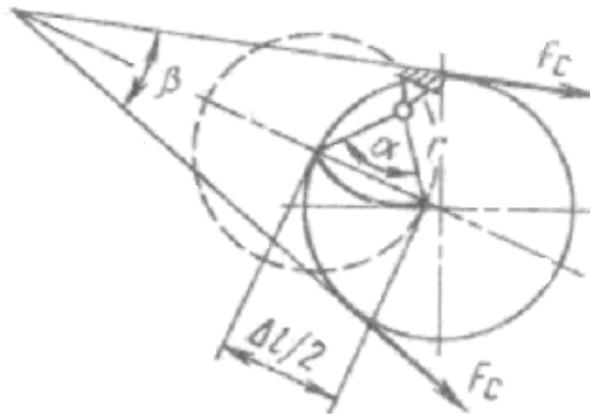


Рисунок 34 - Расчётная схема механизма натяжения.

Радиус кривошипа находят из условия обеспечения необходимого перемещения направляющего колеса при выборе удлинения гусеницы  $\Delta l$  вследствие изнашивания шарниров:

$$r = \frac{\Delta l}{4 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}. \quad (102)$$

Для гусениц с РМШ

$$\Delta l \approx (0,3 \dots 0,4) \cdot (r_2 - r_1) \cdot n_{\text{шм}},$$

где  $r_1 = 10 \text{ мм.}$  и  $r_2 = 15 \text{ мм.}$  — характерные размеры резинометаллического шарнира;

$n_{\text{шм}} = 144 \text{ шт.}$  — число шарниров;

$$\Delta l \approx (0,3 \dots 0,4) \cdot (15 - 10) \cdot 144 = 288 \text{ мм.}$$

Зная конструктивные значения углов  $\alpha = 70,5^\circ$  и  $\beta = 10^\circ$ , найдём радиус кривошипа

$$r = \frac{288}{4 \cdot \sin\left(\frac{70,5^\circ}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{10^\circ}{2}\right)} = 125,23 \text{ мм.} \quad (103)$$

Принимаем  $r=150$  мм.

При расчёте кривошипа расчётная сила берётся такой же, как при расчёте направляющего колеса. Для расчёта составим таблицу 14 исходных данных. Расчётная схема кривошипа приведена на рисунке 35.

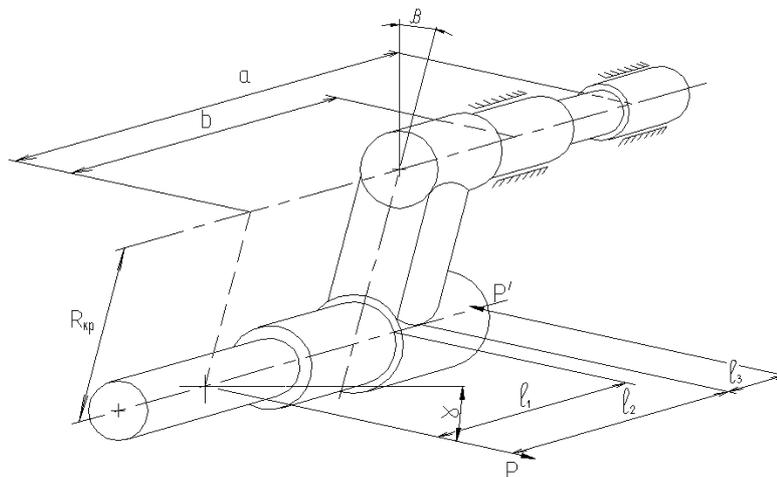


Рисунок 35 - Расчётная схема кривошипа.

Таблица 14 – Исходные данные для расчета

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Расчётное усилие	$1. P$	$H$	124895
Составляющая от реакции действия силы	$P'$	$H$	123357
Радиус кривошипа	$R_{кр}$	мм.	150
Расстояние от силы $P$ до опасного сечения нижнего колена кривошипа	$l_1$	мм.	114
Расстояние от силы $P$ до оси кривошипа	$l_2$	мм.	154
Расстояние от реакции действия силы $P$	$l_3$	мм.	75
Расстояние от силы $P$ до центра ближней опоры	$b$	мм.	260,5
Расстояние от силы $P$ до центра дальней опоры	$a$	мм.	449,5
Отклонение действия силы $P$ от горизонтали	$\gamma$	град.	5
Рабочее отклонение кривошипа от вертикали	$\beta$	град.	9,6
Максимальные напряжения материала	$[\sigma]$	МПа	1550
	$[\tau]$	МПа	1300

Опасными являются следующие сечения:

I-I — у основания оси катка;

II-II — у места перехода нижней головки в кривошип;

III-III — у перехода кривошипа в верхнюю головку;

IV-IV — ось крепления кривошипа.

Помимо этих сечений, напряжение изгиба испытывает шейка крепления гидроцилиндра под действием силы  $P'$ .

Допускаемое напряжение определяют в соответствии с требуемыми запасами прочности  $n_s=8\dots 10$ .

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s} = \frac{1550}{8} = 194 \text{ МПа} \quad (104)$$

$$[\tau] = \frac{\tau_s}{n_s} = \frac{1300}{8} = 162.5 \text{ МПа} \quad (105)$$

В сечении I-I действует изгибающий момент  $M_u = P \cdot l_1$ ,  $M'_u = P' \cdot l_3$ . Напряжение изгиба в этом сечении

$$\sigma_1 = \frac{M_u}{W_{u1}} \leq [\sigma]; \quad (106)$$

$$M_u = P \cdot l_1 = 124895 \cdot 114 = 14238030 \text{ Нмм}; \quad (107)$$

$$M'_u = P' \cdot l_3 = 123357 \cdot 75 = 9251775 \text{ Нмм}. \quad (108)$$

Момент сопротивления круглого сечения равен

$$W_u = \frac{\pi \cdot d^3}{32}, \quad (109)$$

где  $d$  — диаметр сечения, из конструктивных соображений диаметр основания оси катка  $d=96.8$  мм.; диаметр шейки крепления гидроцилиндра  $d'=79$  мм..

Тогда

$$W_{u1} = \frac{\pi \cdot 96.8^3}{32} = 89048.4 \text{ мм}^3; \quad (110)$$

$$W'_u = \frac{\pi \cdot 79^3}{32} = 48404 \text{ мм}^3; \quad (111)$$

$$\sigma_1 = \frac{14238030}{89048.4} = 159.89 \text{ МПа} \leq [\sigma]; \quad (112)$$

$$\sigma_1' = \frac{9251775}{48404} = 191 \text{ МПа} \leq [\sigma] \quad (113)$$

В сечении II-II действует сумма крутящих моментов от сил  $P$  и  $P'$

$$M_{\kappa} = P \cdot l_2 \cdot \cos \gamma = 124895 \cdot 154 \cdot \cos 50 = 19160639.47 \text{ Нмм.};$$

$$M_{\kappa}' = P' \cdot l_3 \cdot \cos \gamma = 123357 \cdot 75 \cdot \cos 50 = 9216569 \text{ Нмм.}$$

$$M_{\kappa\Sigma} = M_{\kappa} + M_{\kappa}' = 19160639.47 + 9216569 = 28377208.47 \text{ Нмм.}$$

Момент сопротивления для сечения, показанного на рисунке 36, вычисляется по формуле.

$$W_{\kappa} = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{75 \cdot 120^2}{6} = 180000 \text{ мм}^3 \quad (114)$$

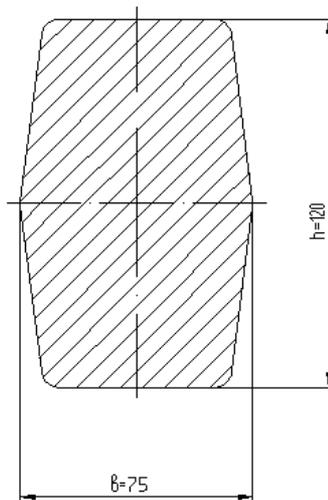


Рисунок 36 - Сечение кривошипа.

Напряжение в сечении

$$\tau_{II} = \frac{M_{\kappa\Sigma}}{W_{\kappa II}} = \frac{28377208.47}{180000} = 157.7 \text{ МПа} \leq [\tau] \quad (115)$$

В сечении III-III действует крутящий момент такой же, как и в сечении II-II.

В сечении IV-IV действует изгибающий момент от силы  $P$ . Сила  $P'$  лежит на одной прямой с центральной осью ближней опоры кривошипа, рычаг отсутствует, поэтому изгибающий момент эта сила не создаёт.

$$M_u = P \cdot \cos \gamma \cdot b = 124895 \cdot \cos 50 \cdot 260.5 = 32411341.44 \text{ Нмм} . \quad (116)$$

$$W_{u1} = \frac{\pi \cdot 92^3}{32} = 76447.52 \text{ мм}^3 \quad (117)$$

Напряжения в сечении

$$\sigma_{IV} = \frac{M_u}{W_{IV}} = \frac{32411341.44}{76447.52} = 424 \text{ МПа} \quad (118)$$

По результату расчёта видно, что принятый диаметр не обеспечивает необходимого запаса прочности, поэтому увеличим диаметр опоры кривошипа до  $100 \text{ мм}$ , что является максимально возможным, и произведём расчёт заново.

$$W_{u1} = \frac{\pi \cdot 100^3}{32} = 98174.77 \text{ мм}^3 ; \quad (119)$$

$$\sigma_{IV} = \frac{32411341.44}{98174.77} = 330 \text{ МПа} . \quad (120)$$

Вывод

Видим, что в данном сечении возможно обеспечить только четырёхкратный запас прочности. В остальных сечениях необходимый запас прочности выдерживается, значит выбранные параметры верны.

### 3 Технологическая часть

Технология производства - это наука о том, как изготавливать различные конструкции, рассматривая материалы и детали, которые используются для изготовления продукции. Это также наука о том, как делать все эффективно и в правильном порядке, чтобы производить продукцию.

Существуют различные способы изучения производственных технологий - вы можете проводить эксперименты, использовать математику или проводить аналитический анализ. Экспериментируя, вы проводите тесты и смотрите, что получается. Вы можете делать это в лаборатории или на заводе. Технология, в целом, - это способ повысить эффективность и продуктивность работы. Она включает в себя использование специальных инструментов и материалов, поиск более совершенных методов производства и управление людьми и процессами.

Технологии имеют огромное значение для экономического роста и промышленности. Они помогают улучшать качество продукции, удешевлять ее и производить больше. Существуют самые разные технологии, такие как информационные технологии, биотехнологии и нанотехнологии, и это лишь некоторые из них. У каждого из них есть свои особенности и способы применения. Влияние технологий на нашу жизнь и экономику огромно. Они способны принести много хорошего, например, улучшить качество жизни и уменьшить бедность. Но у них также есть и недостатки, такие как более высокие затраты и потеря рабочих мест. Существует также риск возникновения новых форм неравенства и проблем с безопасностью.

Вот почему важно тщательно управлять технологическим развитием. Мы должны быть уверены, что оно приносит только положительные результаты. И мы должны осознавать риски и принимать меры для их минимизации.

Технологии играют важную роль в машиностроении. Без них у нас не было бы тех потрясающих автомобилей, которые мы имеем сегодня. Машиностроение также имеет жизненно важное значение в различных отраслях, особенно в автомобильной промышленности. Оно охватывает широкий спектр областей и технологий, необходимых для проектирования,

производства, тестирования и технического обслуживания транспортных средств. Вот несколько ключевых областей, в которых инженеры-механики применяют свои навыки в автомобилестроении. Используя программное обеспечение для автоматизированного проектирования, инженеры-механики создают и моделируют различные детали и системы, такие как двигатели, трансмиссии и подвески. Для изготовления автомобиля требуются различные механические методы, такие как металлообработка, литье под давлением. Благодаря передовым технологиям, таким как 3D-печать и робототехника, производственный процесс становится более эффективным и быстрым. Чтобы убедиться в безопасности и хорошем качестве автомобильных деталей и систем, инженеры-механики проводят всевозможные тесты. Они используют моделирование, виртуальные тесты и испытания в реальных условиях с использованием специального оборудования. Техническое обслуживание, это также очень важно помимо создания автомобилей, инженеры-механики также заботятся о них. Они устраняют неполадки, заменяют сломанные детали и следят за тем, чтобы все работало хорошо.

В последнее время инженеры-механики используют в автомобилях новые материалы, такие как легкие металлы и композитные материалы. Они также разрабатывают более совершенные датчики и электронику, чтобы сделать автомобили более эффективными и безопасными.

Поскольку все больше людей хотят пользоваться экологичным транспортом, электрические и гибридные автомобили становятся все более популярными. Эти автомобили работают на электричестве и не так сильно загрязняют окружающую среду. Инженеры-механики работают над их усовершенствованием и повышением эффективности. Автономные автомобили сейчас это одно из самых перспективных разработок в автомобильной промышленности. Инженеры работают над всевозможными системами, такими как датчики и камеры, чтобы заставить автомобили управлять собой самостоятельно.

Современные материалы это композитные материалы из углеродного волокна становятся все более популярными в автомобилестроении. Они делают

автомобили быстрее, экономичнее и безопаснее. Инженеры находят новые способы использования этих материалов в дизайне и производстве автомобилей.

Профилактическое обслуживание это еще одна интересная вещь - профилактическое обслуживание. Вместо того, чтобы ждать, пока автомобиль выйдет из строя, инженеры используют данные, чтобы определить, когда ему потребуется техническое обслуживание, и устранить его до того, как он выйдет из строя. Это сокращает время простоя и повышает безопасность. Это всего лишь несколько примеров множества интересных технологий в машиностроении для автомобилей. Эта область постоянно развивается и становится все лучше, постоянно появляются новые разработки.

### **3.1 Анализ технологичности конструкции**

#### **3.1.1 Общие требования к технологичности**

«а) Возможность узловой сборки.

Сборка может осуществляться независимо от сборки всего транспортного средства.

б) Возможность одновременного и независимого присоединения узлов к базовому элементу изделия.

Ходовая часть соединяется с трансмиссией и после этого монтируется на кузов вместе с ней.

в) Возможность механизации сборочных работ.

Сборочные работы полностью механизированы.

г) Инструментальная доступность.

Инструмент располагается недалеко от рабочего (не более 1,5м) и на приемлемой высоте (около 1м), что обеспечивает хороший доступ к нему.

д) Контролепригодность.

Моменты затяжки болтов контролируются самим пневмоинструментом.

е) Высокая степень унификации деталей и сборочных единиц.

Большинство деталей унифицировано с серийно выпускаемой конструкцией.

ж) Применение несложных сборочных приспособлений.

Используются такие приспособления как рабочий стол и устройство для поддержки.

з) Использование методов обеспечения точности.

Использование метода полной взаимозаменяемости.»[5]

### **3.2 Разработка технологической схемы**

«Производственный процесс представляет собой последовательность этапов, которые включают установку и сборку различных компонентов изделия в соответствии со стандартами ГОСТ 2387-79. Этот процесс включает в себя сборочные операции, которые включают в себя соединение различных частей заготовки или готового изделия. Технологический переход является завершающим этапом производственного процесса, и он осуществляется с использованием того же оборудования и установок, что и на предыдущих этапах.»[5]

В процессе сборки выполняются различные виды работ, включая подготовительные мероприятия, такие как очистка и сортировка, а также такие задачи, как слесарные работы и подгонка, которые необходимы для обеспечения надлежащей функциональности изделия.

Фактическая сборка включает в себя соединение деталей в узлы и готовые изделия с использованием таких методов, как завинчивание, прессование, клепка, сварка и пайка, а также других. После завершения процесса сборки может возникнуть необходимость в проведении дополнительного контроля и частичной разборке, чтобы подготовить изделие к упаковке и транспортировке. Продолжительность этого процесса будет зависеть от сложности конструкции изготавливаемого изделия и конкретных требований заказчика.

Для успешного завершения процесса сборки важно иметь полное представление о схеме сборки и технических характеристиках изделия. Эту

информацию можно получить в процессе установки, при котором изделие разбивается на компоненты, подгруппы и отдельные детали.

Компонент - это отдельная деталь, которая непосредственно входит в состав конечного продукта, в то время как подгруппа относится к набору деталей, которые объединены в более крупный компонент. Если подгруппа непосредственно включена в другую подгруппу, она называется подгруппой подгруппы. Эта взаимосвязь сохраняется до тех пор, пока мы не достигнем верхнего уровня, на котором весь продукт будет называться родительским компонентом. На диаграмме каждый отдельный компонент продукта представлен прямоугольной формой, которая разделена на три части. В верхней части страницы указано название компонента, а в левом нижнем углу указана категория, к которой относится компонент. В правом нижнем углу указано количество компонента.

Схема производственного процесса - это графическое представление последовательных этапов производства изделия или компонента. Эта схема помогает наглядно представить порядок операций и определить время, необходимое для каждого этапа. Она также помогает определить оборудование, инструменты и приспособления, необходимые для каждого этапа производства. При проектировании процессов сборки необходимо определить последовательность этапов и время, необходимое для каждого этапа. Оборудование, приспособления, инструменты и условия эксплуатации выбираются исходя из конкретных требований процесса сборки. «Разрабатываются планы установки оборудования и устанавливаются нормы времени для каждой операции. Также определяется уровень квалификации монтажников с учетом сложности выполняемых задач.

Сборочные операции выполняются в соответствии с принципами разделения труда и концентрации. Использование дифференцированного подхода позволяет параллельно выполнять отдельные узлы и сборку в целом, что позволяет использовать высокопроизводительное сборочное оборудование. Это сокращает время сборки и повышает эффективность. При поточной сборке используется дифференциация процессов, в то время как в других случаях

используется сборка. Когда процесс сфокусирован, технологические операции выполняются одновременно, последовательно или в сочетании того и другого. Последовательность сборочных операций определяется планом сборки и конструкцией изделия с учетом следующих требований: чтобы предшествующие операции не мешали последующим; разделение процесса на отдельные этапы в зависимости от требований к гибкости сборки. После операций, связанных с регулировкой или установкой, а также после операций по устранению дефектов необходимо принять меры контроля.»[5]

### **3.2.1 Составление перечня сборочных работ**

«Перечень представлен в виде таблицы, содержащей названия сборочных операций, расположенных в порядке, определенном технологическими схемами сборки для общей и компонентной сборки, а также информацию о предоставлении всех необходимых видов сборки.

Эти операции весьма разнообразны и могут быть определены только путем расчета и анализа конкретных условий сборки. К ним относятся полная и точная механическая обработка деталей перед сборкой, методы, используемые для достижения замыкания, технологические приемы, используемые для выполнения соединений, и другие.

В зависимости от цели, процесс может быть разделен на несколько этапов, включая обработку, упаковку, демонтаж, изготовление отдельных компонентов, сборку соединений компонентов и действия, связанные с методами подъема и регулировки, выполняемые в зоне сборки.»[5]

Производственный процесс будет подробно описан ниже. В ходе этого процесса предварительно определенный продукт характеризуется перед изготовлением, и определяется, подходит ли он для крупномасштабного производства. Крупномасштабное производство предполагает широкое использование специализированного оборудования, механизацию и автоматизацию производственных процессов. «Строго придерживаясь принципа функциональной совместимости и назначая конкретные задачи соответствующему оборудованию с целью их упорядочивания в техническом

процессе, можно добиться значительного сокращения времени сборки. Наиболее совершенной формой массового производства является непрерывное производство, которое предполагает одинаковое время обработки на каждом этапе производственной линии. Это гарантирует, что продукция обрабатывается и собирается в установленные сроки без задержек. Для выполнения задач, не укладывающихся в установленный производственный цикл, могут использоваться дополнительные инструменты.

В ходе производственного процесса осуществляется непрерывный контроль перемещения между этапами, что позволяет выполнять все операции одновременно на каждом рабочем месте. Список задач по сборке приведен в таблице 17.»[5]

Таблица 17 – Перечень сборочных работ

№оп	Основное и дополнительное содержание перехода	Операционное вр., топ, мин
1	2	3
1. Общая сборка направляющего колеса в сборе		
1	Взять кривошип	2,12
2	Установить кривошип приспособление	3,82
3	Взять кольцо уплотнительное	2,69
4	Установить кольцо уплотнительное	3,96
5	Взять пружину	7,92
6	Установить пружину	6,93
7	Взять тарелку	7,78
8	Установить тарелку	7,78
9	Взять кольцо уплотнительное	8,20
10	Установить кольцо уплотнительное	7,92
11	Взять упор	4,38
12	Установить упор	7,92
13	Взять кольцо уплотнительное	6,93
14	Установить кольцо уплотнительное	7,78
15	Взять крышку заднюю	8,20
16	Установить крышку заднюю	7,92
17	Взять болты и шайбы	4,38
18	Установить шайбы и болты и завернуть	7,92
19	Взять кольцо упорное	2,69
20	Установить кольцо упорное	3,96
21	Взять подшипник	7,92
22	Установить подшипник	6,93
23	Взять кольцо уплотнительное	8,20
24	Установить кольцо уплотнительное	7,92
25	Взять стакан	4,38
26	Установить стакан	7,92
27	Взять подшипник	2,69
28	Установить подшипник	3,96
29	Взять шайбу и гайку	7,92
30	Установить шайбу и завернуть гайку	6,93
31	Взять шплинт	8,20
32	Установить шплинт	7,92
33	Взять крышку переднюю	4,38
34	Установить крышку переднюю	7,92
35	Взять болты и шайбы	2,69
36	Установить шайбу и болты и завернуть	3,96
37	Взять пробку	7,92
38	Установить пробку	6,93
39	Передать колесо направляющее в сборе далее	2,12
	Всего $\Sigma$ оп	224,6

### 3.2.2 Определение трудоемкости сборки

«Общее оперативное время на все виды работ по сборке определяем как сумму отдельных оперативных времен:»[5]

$$t_{оп}^{общ} = \sum t_{оп} = 224.6 \text{ мин} \quad (121)$$

«Суммарная трудоемкость сборки:»[5]

$$t_{сум}^{общ} = t_{оп}^{общ} + t_{оп}^{общ} \cdot \left(\frac{\alpha + \beta}{100}\right) = 224.6 + 224.6 \cdot 0.06 = 238.1 \text{ мин}, \quad (122)$$

«где  $\alpha$  – часть оперативного времени на организационно-техническое обслуживание рабочего места в процентах. Принимаем  $\alpha = 2\%$ ;

$\beta$  – часть оперативного времени на перерывы для отдыха в процентах. Принимаем  $\beta = 4\%$ .»[5]

### 3.3 Определение типа производства

«Тип производства при сборке определяем по таблице в зависимости от годового выпуска и ориентировочной определенной суммарной трудоемкости сборки. Принимаем мелкосерийное производство.

Определяем такт выпуска:»[5]

$$T = 60 \cdot F_d \cdot / N = 60 \cdot 400 / 100 = 240 \text{ мин}, \quad (123)$$

«где  $F_d$  – действительный годовой фонд рабочего времени сборочного оборудования в одну смену;

$m$  – количество рабочих смен в сутки;

$N$  – годовой объем выпуска.»[5]

### **3.4 Выбор организационной формы сборки**

«Учитывая конструкцию, ее размеры и массу, объем выпуска, сроки (длительность) выпуска и тип производства принимаем как организационную форму сборки подвижную поточную сборку с расчленением процесса на операции и передачей собираемого объекта от одной позиции к другой посредством механических транспортирующих устройств.»[5] Маршрутная технология представлена в таблице 18.

### **3.5 Составление маршрутной технологии**

«В этом подразделе технологической части дипломного проектирования происходит составление маршрутной технологической последовательности операций сборки проектного узла. Составленная технологическая карта представлена ниже в таблице 18.»[5]

Таблица 18 – Технологическая карта

№ операции	Операция	Содержание переходов	Приспособление	Время
1. Общая сборка				
005	Общая сборка колеса направляющего	Взять кривошип Установить кривошип приспособление Взять кольцо уплотнительное Установить кольцо уплотнительное Взять пружину Установить пружину Установить тарелку Взять кольцо уплотнительное Установить кольцо уплотнительное Установить упор Взять кольцо уплотнительное Установить кольцо уплотнительное Взять крышку заднюю Установить крышку заднюю Взять болты и шайбы Установить шайбы и болты и завернуть Установить кольцо упорное Взять подшипник Установить подшипник Установить кольцо уплотнительное Установить стакан Взять подшипник Установить подшипник Взять шайбу и гайку Установить шайбу и завернуть гайку Установить шплинт Взять крышку переднюю Установить крышку переднюю Установить шайбу и болты и завернуть Взять пробку Установить пробку Передать колесо направляющее в сборе далее	Приспособление для сборки Пневмогайковерт Ключи Устройство для настройки гайковерта	239

## Вывод

В процессе работы над дипломной работой мы разработали блок-схему и технологию маршрутизации, которая приведена в формате А1.

## **4 Безопасность и экологичность объекта**

### **4.1 Общие требования**

Трактор изготовлен в соответствии с требованиями ГОСТ 12.2.003-91, ГОСТ12.1.004-91.

Угол поперечной статической устойчивости составляет 35°.

Уровень звука внешнего шума не превышает 85 дБА.

Гидроприводы трактора соответствуют требованиям ГОСТ 12.2.040-79 и ГОСТ 12.2.086-83.

Трактор снабжен футляром для аптечки первой помощи, термосом для питьевой воды вместимостью 3 л., зеркалом заднего вида с регулировкой его положения, устройством для крепления верхней одежды тракториста и первичных средств пожаротушения (огнетушитель – 1 шт., штыковая лопата- 1 шт.). Снятие и извлечение медикаментов, термоса и первичных средств пожаротушения осуществляется без применения инструмента.

Базовой точкой параметров рабочего места и его элементов является контрольная точка сиденья (КТС). КТС смещена по отношению к точке отсчета сиденья (ТОС) вперед на 130мм и вверх – на 97мм.

Трактор оборудован кабиной по ГОСТ 12.2.120-88.

Трактор имеет звуковой сигнал с включением из кабины. Уровень звука сигнала на 8 дБА выше уровня звука внешнего шума трактора на расстоянии 1м.

Конструкция трактора исключает возможность самопроизвольного включения и выключения передач и приводов рабочих органов.

Люфт рулевого колеса при работающем двигателе не превышает 20°.

### **4.2 Требования к рабочему месту**

Для доступа оператора на рабочее место трактор оборудован лестницей 1 и поручнем 2, рисунок 37.

Расстояние по высоте от плоскости опорной поверхности первой ступеньки лестницы до поверхности земли – 420 мм. Ширина опорной

поверхности – 200 мм. Глубина опорной поверхности – 180 мм. Интервал между ступеньками – 300 мм. Расстояние по вертикали между последней ступенькой и порогом машины – менее 100 мм.

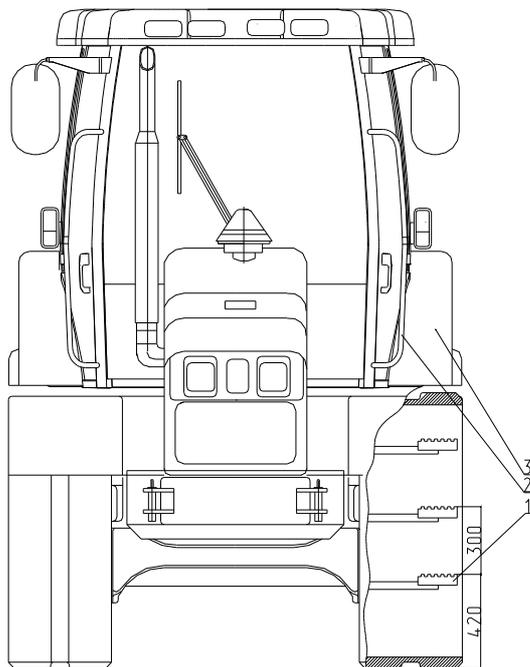


Рисунок 37 - Схема доступа на рабочее место тракториста:

1-подножки; 2-поручень; 3-кожух.

Высота верхнего края поручня относительно рабочих поверхностей ступеней составляет 1100 мм, диаметр охватываемой части поручня – 25 мм, расстояние между поручнем и кабиной – 70 мм. Все размеры удовлетворяют требованиям ГОСТ 12.2.121-88.

### 4.3 Требования к обзорности

Углы обзора через окна кабины трактора, рисунок 38, в соответствии с ГОСТ 12.2.120-88 имеют значения, приведенные в таблице 17.

Таблица 17 - Углы обзора через окна кабины трактора

Зона обзора	Обозначение угла обзора	Значение
Передняя	$\alpha_1$	60
	$\beta_1$	5
	$\beta_2$	35
Боковая	$\gamma_1 \gamma_3$	5
	$\gamma_2 \gamma_4$	30

Продолжение таблицы 17

Задняя	$\alpha_2$	30
	$\beta_3$	8
	$\beta_4$	30
Передняя (через часть лобового стекла, очищаемую стеклоочистителем)	$\alpha_3$	20
	$\beta_5$	3
	$\beta_6$	20

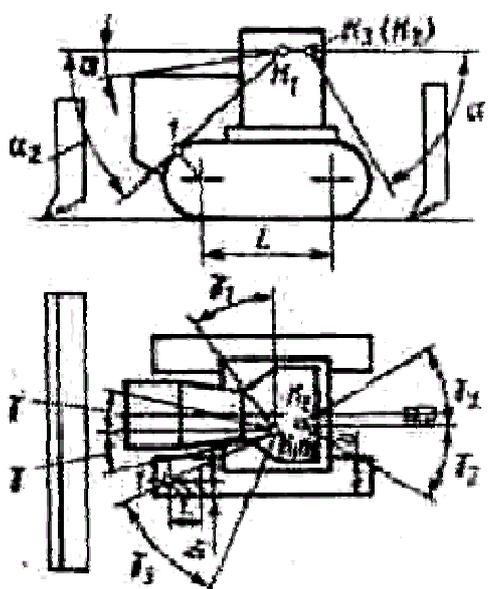


Рисунок 38 - Параметры обзора через окна кабины трактора

Все углы обзора удовлетворяют требованиям ГОСТ 12.2.120-88.

#### 4.4 Требования к освещенности

Трактор имеет транспортную и рабочую системы освещения и оборудован фарами. Количество фар – две передних и две задние. Указанные системы включаться независимо. Рабочая система предназначена для освещения участков поля при выполнении технологических операций, а транспортная – дороги и участков поля.

Освещенность рабочих зон трактора имеет значения, указанные в таблице 18, которые соответствуют ГОСТ 3940 – 84.

Таблица 18 - Освещенность рабочих зон трактора

Зона	Среднее значение уровня освещенности $E_m$ , лк	Плоскость, в которой нормируется освещенность
Площадка в передней зоне обзора шириной, равной захвату рабочего органа, на расстоянии 10м от него	15	Вертикальная
Площадка в передней зоне обзора шириной 16м на расстоянии 10м от рабочего органа.	5	То же
Рабочие органы в поле зрения	20	Горизонтальная
Передняя зона обзора на ширине захвата рабочего органа на расстоянии 20м от него	5	Вертикальная
Зона выгрузки (загрузки) технологического продукта.	15	Горизонтальная

Рабочие фары установлены так, чтобы их свет не мешал оператору непосредственно или косвенно за счет отражения зеркалами заднего вида и другими светоотражающими поверхностями трактора.

В конструкции трактора предусмотрена возможность подключения переносной лампы мощность не менее 20Вт.

#### **4.5 Требования к узлам и агрегатам**

Система пуска двигателя соответствует требованиям ГОСТ19677-87 в части

блокировки и ГОСТ 20000-88. Система приводится в действие из кабины и является пожаробезопасной.

Заправочные горловины топливных баков и системы охлаждения двигателя находятся вне кабины. Их расположение такое, что при заправке исключается попадание топлива на части трактора, способные его воспламенить.

Выпускная система двигателя обеспечивает гашения искр в отработавших газах. Все элементы выпускной системы двигателя конструктивно выполнены и расположены так, чтобы исключить скапливание на них технологических продуктов (сена, соломы, топлива, масла и др.). Струя отработавших газов направлена в правую сторону по ходу движения вперед.

Конструкция капота и поднимаемых ограждений при поднятом их положении исключает возможность их самопроизвольного опускания.

Топливные баки трактора приспособлены для механизированной заправки.

Для защиты от засорения сердцевины радиатора и воздухозаборника технологическим продуктом (соломой, сеном и т.д.) предусмотрены быстросъемные сетки.

Электрооборудование трактора соответствует требованиям ГОСТ 12.2.007.0-75 и ГОСТ 3940-84.

Открытые клеммы электрооборудования, кроме подключаемых к массе, имеют резиновые защитные колпачки по ГОСТ 19323-73 и ГОСТ 19324-80. В местах перехода через острые углы и кромки деталей электропроводка имеет дополнительную защиту изоляции от механических повреждений.

Аккумуляторные батареи размещаются вне кабины под защитным кожухом. Подобное размещение исключает попадание на них токопроводящего материала, горючего технологического продукта и скопления газов.

Трактор оснащен гидронавесной системой, позволяющей трактористу осуществлять сцепку или навеску агрегируемых орудий.

#### **4.6 Параметры вибрации**

Вибрация отрицательно сказывается на состоянии оператора машины.

Поэтому необходимо стремиться ограничить параметры вибрации в пределах стандартов.

Параметры вибрации в вертикальном направлении на сидении оператора при использовании трактора на основной операции не превышают значений, указанных в таблице 19.

Таблица 19 - Параметры вибрации в вертикальном направлении на сидении

Класс трактора	Среднеквадратические значения ускорений в вертикальном направлении, м/с <sup>2</sup> , в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц.				
	2	4	8	16	31,5
4 (гусеничные)	1,30	0,45	0,35	0,40	–

Параметры вибрации в горизонтальном направлении на сидении оператора при использовании тракторов на основной операции – в таблице 20

Таблица 20 - Параметры вибрации в горизонтальном направлении на сидении

Наименование параметра	Значения параметра в октановой полосе со среднегеометрической частотой, Гц.						
	1	2	4	8	16	31,5	63
Среднеквадратическое значение ускорения, м/с <sup>2</sup>	0,632	0,846	1,6	3,21	6,39	12,76	25,52

Параметры вибрации на органах управления при использовании трактора на основной операции не превышают значений, указанных в таблице 21.

Таблица 21 - Параметры вибрации на органах управления трактора

Наименование параметра	Значения параметра в октановой полосе со среднегеометрической частотой, Гц.				
	16	31,5	63	125	250
Среднеквадратическое значение ускорения, м/с <sup>2</sup>	$4,0 \cdot 10^{-2}$	$2,8 \cdot 10^{-2}$	$2,0 \cdot 10^{-2}$	$1,4 \cdot 10^{-2}$	$1,0 \cdot 10^{-2}$
Уровень скорости, дБ	118	115	112	109	106

#### 4.7 Пожарная безопасность

Трактор по ГОСТ 12.1.004-91 и ГОСТ 12.1.041-83 оборудован средствами предупреждения возникновения пожаров и взрывов, исключая образование внутри кабины и агрегата в целом горючей среды и появление в горючей среде (в топливной системе вне двигателя) источников зажигания. В соответствии с ГОСТ 12.1.004-91 предотвращение образования горючей среды обеспечивается изоляцией горючей смеси и поддержанием её безопасной концентрации.

В соответствии с требованиями ГОСТ 12.2.003-91, ГОСТ 12.1.004-91 трактор снабжён огнетушителем, который по ГОСТ 12.2.037-78:

- обладает внешними признаками, способствующими опознаванию;
- обеспечивает удобную доставку к месту загорания и быстроту приведения в действие;
- обеспечивает безопасность при работе в режиме ожидания и в режиме пожаротушения;

Кронштейн, удерживающий огнетушитель, не закрывает своими элементами конструктивные надписи, безопасен в работе и удобен для установки и оперативного извлечения огнетушителя.

Усилие, необходимое для приведения огнетушителя в действие, не превышает 230 Н (23 кгс) при пуске и 100 Н (10 кгс) — при нажатии большим пальцем.

## 5 Экономическая эффективность проекта

### 5.1 Расчет себестоимости проектируемого узла

«Таблица 24 - Исходные данные

Наименование	Обозначение	Ед.изм.	Значение
2	3	4	5
Годовая программа выпуска изделия	<i>Vгод.</i>	шт.	100
Коэффициент страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС	<i>Есоц.н.</i>	%	30
Коэффициент общезаводских расходов	<i>Еобзав.</i>	%	197
Коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов	<i>Еком.</i>	%	0,29
Коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования	<i>Еобор.</i>	%	194
Коэффициенты транспортно – заготовительных расходов	<i>Ктзр.</i>	%	1,45
Коэффициент цеховых расходов	<i>Ецех.</i>	%	172
Коэффициент расходов на инструмент и оснастку	<i>Еинстр.</i>	%	3
Коэффициент рентабельности и плановых накоплений	<i>Крент.</i>	%	30
Коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве	<i>Квып.</i>	%	14
Коэффициент премий и доплат за работу на производстве	<i>Кпрем.</i>	%	12
Коэффициент возвратных отходов	<i>Квот.</i>	%	1
Часовая тарифная ставка 5-го разряда	<i>Ср5</i>	руб.	195,29
Часовая тарифная ставка 6-го разряда	<i>Ср6</i>	руб.	199,44
Часовая тарифная ставка 7-го разряда	<i>Ср7</i>	руб.	203,53
Коэффициент капиталообразующих инвестиций	<i>Кинв.</i>	%	0,16

Расчет статьи затрат "Сырьё и материалы" производится по формуле:

$$\Sigma M = \Sigma C_{mi} \cdot Q_{mi} + (K_{тзр}/100 - K_{вот}/100)$$

(124)

где -  $C_{mi}$  - оптовая цена материала  $i$ -го вида, руб.,

$Q_{mi}$  – норма расхода материала  $i$ -го вида, кг, м.

$K_{тзр}$  – коэффициент транспортно-заготовительных расходов, %

$K_{вот}$  – коэффициент возвратных отходов, %.»[8]

«Таблица 25 - Расчет затрат на сырье и материалы

Наименование	Ед. изм	Цена за ед.изм,руб	Норма расхода	Сумма, руб
Литье СЧ-21	кг	345,5	32,7	11297,85
Прокат Сталь 3	кг	147,36	45,1	6645,94
Поковка 20ХГНМ	кг	230,07	12,5	2875,88
Бронза (отходы)	кг	103,1	12,1	1247,51
Штамповка Сталь 20	кг	234,72	33,8	7933,54
Черные металлы (отходы)	кг	25,7	21,5	552,55
Итого				30553,26
<i>Ктзр</i>		1,45		443,02
<i>Квот</i>		1		305,53
Всего				31301,81

$$M = 31301,81 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затра "Покупные изделия" производится по формуле:

$$\Sigma \Pi_i = \Sigma C_i \cdot n_i + K_{тзр} / 100 \quad (125)$$

где -  $C_i$  - оптовая цена покупных изделий и полуфабрикатов  $i$ -го вида, руб.

$n_i$  - количество покупных изделий и полуфабрикатов  $i$ -го вида, шт.

Таблица 26 - Покупные изделия

Наименование	Ед. изм	Цена за ед.,руб	Кол-во, шт	Сумма, руб
Болт	шт.	155,63	6	933,78
Гайка	шт.	112,52	6	675,12
Шайба	шт.	110,1	6	660,60
Шайба пружинная	шт.	111,3	6	667,80
Подшипник роликовый	шт.	1306,98	2	2613,96
Подшипник шариковый	шт.	1204,73	2	2409,46
Итого				7960,72
<i>Ктзр</i>		1,45		115,43
Всего				8076,15

$$\Pi_i = 8076,15 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат "Основная заработная плата производственных рабочих" производится по формуле:

$$Z_o = Z_t (1 + K_{прм} / 100) \quad ()$$

где –  $Z_t$  – тарифная заработная плата, руб., которая рассчитывается по формуле:»[8]

$$\langle Zm = Cp.i \cdot Ti \quad (126)$$

где -  $Cp.i$  – часовая тарифная ставка, руб.,

$Ti$  – трудоемкость выполнения операции, час.

$Kпрем.$  – коэффициент премий и доплат, связанных с работой на производстве, %.

Таблица 27 - Расчет затрат на выполнение операций

Виды операций	Разряд работы	Трудоёмкость	Часовая тарифная ставка, руб	Тарифная зарплата, руб
Заготовительная	5	1,12	195,29	218,72
Токарная	6	1,20	199,44	239,33
Фрезерная	5	1,40	195,29	273,41
Термообработка	7	1,15	203,53	234,06
Шлифовальная	5	1,10	195,29	214,82
Сборочная	7	1,35	203,53	274,77
Итого				1455,10
$Kпрем$		12		174,61
Всего				1629,72

$$Zo = 1629,72 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат "Дополнительная заработная плата производственных рабочих" выполняется по формуле:

$$Zдоп = Zo \cdot Kвып \quad (127)$$

где -  $Kвып$  - коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве

$$Zдоп = 1629,72 \cdot 0,14 = 228,16 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат "Страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС" выполняется по формуле:

$$Cсоц.н. = (Zo + Zдоп) \cdot Eсоц.н. / 100 \quad (128)$$

где -  $Eсоц.н.$  - коэффициент страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС, %

$$Cсоц.н. = (1629,72 + 228,16) \cdot 0,3 = 557,36 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат "Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования" выполняется по формуле:

$$Cсод.обор. = Zo \cdot Eобор. / 100 \quad (129)$$

где -  $Eобор$  - коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования, %;»[8]

$$\langle \text{Ссод. обор.} = 1629,72 \cdot 1,94 = 3161,65 \text{ руб.} \rangle$$

Расчет статьи затрат «Цеховые расходы» выполняются по формуле:

$$C_{\text{цех}} = Z_0 \cdot E_{\text{цех}} / 100 \quad (130)$$

где -  $E_{\text{цех}}$ . - коэффициент цеховых расходов, %

$$C_{\text{цех}} = 1629,72 \cdot 1,72 = 2803,11 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат «Расходы на инструмент и оснастку» выполняются по формуле:

$$C_{\text{инстр.}} = Z_0 \cdot E_{\text{инстр.}} / 100 \quad (131)$$

где -  $E_{\text{инстр.}}$  - коэффициент расходов на инструмент и оснастку, %

$$C_{\text{инстр.}} = 1629,72 \cdot 0,03 = 48,89 \text{ руб.}$$

Расчет цеховой себестоимости выполняется по формуле:

$$C_{\text{цех.с.с.}} = M + \text{Пи} + Z_0 + \text{Ссоц.н.} + \text{Здоп.} + \text{Ссод. обор.} + C_{\text{цех.}} + C_{\text{инстр.}} \quad (132)$$

$$C_{\text{цех.с.с.}} = 31301,81 + 8076,15 + 1629,72 + 557,36 + 228,16 + 3161,65 + 2803,11 + 48,89 = 47806,85 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат «Общезаводские расходы» выполняется по формуле:

$$C_{\text{обзав.}} = Z_0 \cdot E_{\text{обзав.}} / 100 \quad (133)$$

где -  $E_{\text{обзав.}}$  - коэффициент общезаводских расходов, %

$$C_{\text{обзав.}} = 1629,72 \cdot 1,97 = 3210,54 \text{ руб.}$$

Расчет общезаводской себестоимости выполняется по формуле:

$$C_{\text{об.зав.с.с.}} = C_{\text{обзав.}} + C_{\text{цех.с.с.}} \quad (134)$$

$$C_{\text{об.зав.с.с.}} = 3210,54 + 47806,85 = 51017,39 \text{ руб.}$$

Расчет статьи «Коммерческие расходы» выполняется по формуле:

$$C_{\text{ком.}} = C_{\text{об.зав.с.с.}} \cdot E_{\text{ком.}} / 100 \quad (135)$$

где -  $E_{\text{ком.}}$  - коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов

$$C_{\text{ком.}} = 51017,39 \cdot 0,0029 = 147,95 \text{ руб.} \rangle [8]$$

«Расчет полной себестоимости выполняется по формуле:

$$\text{Сполн.с.с.} = \text{Соб.зав.с.с.} + \text{Ском.} \quad (136)$$

$$\text{Сполн.с.с.} = 51017,39 + 147,95 = 51165,34 \text{ руб.}$$

Расчет отпускной цены для базового и проектируемого изделия выполняется по формуле:

$$\text{Цотп.б.} = \text{Сполн.с.с.} \cdot (1 + \text{Крент}/100) \quad (137)$$

где - *Крент.* - коэффициент рентабельности и плановых накоплений, %

$$\text{Цотп.б.} = 51165,34 \cdot (1 + 0,3) = 66514,94 \text{ руб.}$$

Таблица 28 - Сравнительная калькуляция себестоимости базового и проектируемого изделия

Наименование показателей	Обозна-чение	Затраты на единицу изделия (база)	Затраты на единицу изделия (проект)
Стоимость основных материалов	<i>М</i>	32866,90	31301,81
Стоимость покупных изделий	<i>Пи</i>	8479,96	8076,15
Основная заработная плата производственных рабочих	<i>Зо</i>	1629,72	1629,72
Дополнительная заработная плата производственных рабочих	<i>Здоп.</i>	228,16	228,16
Страховые взносы	<i>Ссоц.н.</i>	557,36	557,36
Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	<i>Ссод.обор.</i>	3161,65	3161,65
Цеховые расходы	<i>Сцех.</i>	2803,11	2803,11
Расходы на инструмент и оснастку	<i>Синстр.</i>	48,89	48,89
Цеховая себестоимость	<i>Сцех.с.с.</i>	49775,75	47806,85
Общезаводские расходы	<i>Собзав.</i>	3210,54	3210,54
Общезаводская себестоимость	<i>Соб.зав.с.с.</i>	52986,29	51017,39
Коммерческие расходы	<i>Ском.</i>	153,66	147,95
Полная себестоимость	<i>Сполн.с.с.</i>	53139,95	51165,34
Отпускная цена	<i>Цотп.</i>	69081,93	69081,93

## 5.2 Расчет точки безубыточности

Для расчета безубыточного объема продаж необходимо вычислить следующие показатели:»[8]

«Определение переменных затрат:

на единицу изделия (для базы и для проекта):

$$Z_{\text{перем.уд.б.}} = M + \Pi_{\text{и}} + Z_{\text{о}} + Z_{\text{доп}} + C_{\text{соц.н.}} \quad (138)$$

$$Z_{\text{перем.уд.пр.}} = M + \Pi_{\text{и}} + Z_{\text{о}} + Z_{\text{доп}} + C_{\text{соц.н.}} \quad (139)$$

$$\begin{aligned} Z_{\text{перем.уд.б.}} &= 32866,90 + 8479,96 + 1629,72 + 228,16 + 557,36 = \\ &= 43762,10 \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Z_{\text{перем.уд.пр.}} &= 31301,81 + 8076,15 + 1629,72 + 228,16 + 557,36 = \\ &= 41793,20 \text{ руб.} \end{aligned}$$

на годовую программу выпуска изделия:

$$Z_{\text{перем.б.}} = Z_{\text{перем.уд.б.}} \cdot V_{\text{год}} \quad (140)$$

$$Z_{\text{перем.пр.}} = Z_{\text{перем.уд.пр.}} \cdot V_{\text{год}} \quad (141)$$

где -  $V_{\text{год}}$  - объём производства

$$Z_{\text{перем.б.}} = 43762,10 \cdot 100 = 4376209,82 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{перем.пр.}} = 41793,20 \cdot 100 = 4179320,01 \text{ руб.}$$

Определение постоянных затрат:

на единицу изделия (для базы и для проекта):

$$Z_{\text{пост.уд.б.}} = C_{\text{сод.обор.}} + C_{\text{синстр.}} + C_{\text{сцех.}} + C_{\text{собзав.}} + C_{\text{ском.}} \quad (142)$$

$$Z_{\text{пост.уд.пр.}} = C_{\text{сод.обор.}} + C_{\text{синстр.}} + C_{\text{сцех.}} + C_{\text{собзав.}} + C_{\text{ском.}} \quad (143)$$

$$\begin{aligned} Z_{\text{пост.уд.б.}} &= 3161,65 + 48,89 + 2803,11 + 3210,54 + 153,66 = \\ &= 9377,85 \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Z_{\text{пост.уд.пр.}} &= 3161,65 + 48,89 + 2803,11 + 3210,54 + 147,95 = \\ &= 9372,14 \text{ руб.} \end{aligned}$$

на годовую программу выпуска изделия:

$$Z_{\text{пост.б.}} = Z_{\text{пост.уд.б.}} \cdot V_{\text{год}} \quad (144)$$

$$Z_{\text{пост.пр.}} = Z_{\text{пост.уд.пр.}} \cdot V_{\text{год}} \quad (145)$$

$$\langle \text{Зпост.б.} = 9377,85 \cdot 100 = 937784,79 \text{ руб.}$$

$$\text{Зпост.пр.} = 9372,14 \cdot 100 = 937213,81 \text{ руб.}$$

Определение амортизационных отчислений:

$$\text{Ам.уд.} = (\text{Ссод.обор.} + \text{Синстр.}) \cdot H_A / 100 \quad (146)$$

где -  $H_A$  - доля амортизационных отчислений, %

$$H_A = 12 \%$$

$$\text{Ам.уд.} = (3161,65 + 48,89) \cdot 12 / 100 = 385,26 \text{ руб.}$$

Расчет полной себестоимости годовой программы выпуска изделия:

$$\text{Сполн.год.пр.} = \text{Сполн.с.с.} \cdot V_{\text{год}} \quad (147)$$

$$\text{Сполн.год.пр.} = 51165,34 \cdot 100 = 5116533,82 \text{ руб.}$$

Расчет выручки от реализации изделия:

$$\text{Выручка} = \text{Цотп.пр.} \cdot V_{\text{год}} \quad (148)$$

$$\text{Выручка} = 69081,93 \cdot 100 = 6908192,99 \text{ руб.}$$

Расчет маржинального дохода:

$$\text{Дмарж.} = \text{Выручка} - \text{Зперем.пр.} \quad (149)$$

$$\text{Дмарж.} = 6908192,99 - 4179320,01 = 2728872,98 \text{ руб.}$$

Расчет критического объема продаж:

$$\text{Акрит.} = \text{Зпост.пр.} / (\text{Цотп.пр.} - \text{Зперем.уд.пр.}) \gg [8] \quad (150)$$

$$\text{Акрит.} = 937213,81 / (69081,93 - 41793,20) = 34,34 \text{ шт.}$$

$$\text{Акрит.} = 35 \text{ шт.}$$

«График точки безубыточности

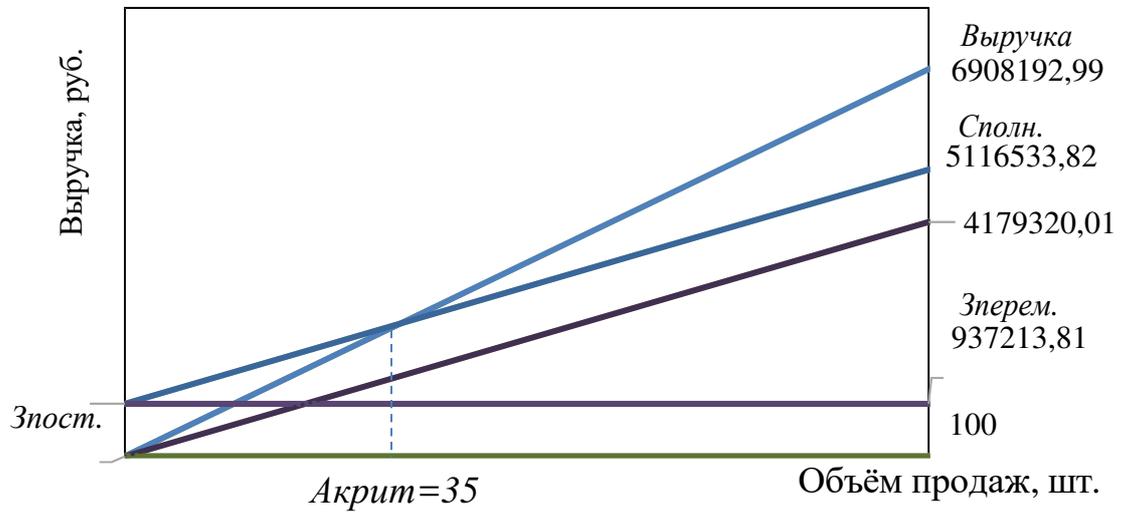


Рисунок 39 - График точки безубыточности»[8]

### 5.3 Расчет коммерческой эффективности проекта

«Срок эксплуатации нового изделия определяем в 5 лет.

Следовательно, объем продукции увеличивается равномерно с каждым годом нарастающим итогом на:

$$\Delta \frac{V_{\max} - A_{\text{крит}}}{n - 1} = \frac{100 - 35}{6 - 1} = 13 \text{ шт.} \quad (151)$$

где –  $V_{\max} = V_{\text{год}}$  – максимальный объем продукции, шт.

$A_{\text{крит}}$  – критический объем продаж проектируемого изделия, шт.

$n$  – количество лет, с учётом предпроизводственной подготовки.

$$\Delta = \frac{100 - 35}{6 - 1} = 13 \text{ шт.}$$

Для определения чистого дохода необходимо рассчитать следующие показатели:

Объем продаж по годам:

$$V_{\text{прод.}i} = A_{\text{крит}} + i\Delta \quad (152)$$

где –  $V_{\text{прод.}i}$  – объем продаж в  $i$  - году, шт.

$$V_{\text{прод.}1} = 35 + 1 \cdot 13 = 48 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}2} = 35 + 2 \cdot 13 = 61 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}3} = 35 + 3 \cdot 13 = 74 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}4} = 35 + 4 \cdot 13 = 87 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}5} = 35 + 5 \cdot 13 = 100 \text{ шт.}$$

Выручка по годам:

$$V_{\text{выр.}i} = C_{\text{отп.}} \cdot V_{\text{прод.}i} \quad (153)$$

$$V_{\text{выр.}1} = 69081,93 \cdot 48 = 3315932,64 \text{ руб.}$$

$$V_{\text{выр.}2} = 69081,93 \cdot 61 = 4213997,72 \text{ руб.}$$

$$V_{\text{выр.}3} = 69081,93 \cdot 74 = 5112062,81 \text{ руб.}$$

$$V_{\text{выр.}4} = 69081,93 \cdot 87 = 6010127,90 \text{ руб.}$$

$$V_{\text{выр.}5} = 69081,93 \cdot 100 = 6908192,99 \text{ руб.} \text{ [8]}$$

«Переменные затраты по годам (определяется для базового и проектного вариантов):

для базового варианта:

$$Зперем.б.i = Зперем.уд.б. \cdot Vпрод.i \quad (154)$$

$$Зперем.б.1 = 43762,10 \cdot 48 = 2100580,71 \text{ руб.}$$

$$Зперем.б.2 = 43762,10 \cdot 61 = 2669487,99 \text{ руб.}$$

$$Зперем.б.3 = 43762,10 \cdot 74 = 3238395,27 \text{ руб.}$$

$$Зперем.б.4 = 43762,10 \cdot 87 = 3807302,54 \text{ руб.}$$

$$Зперем.б.5 = 43762,10 \cdot 100 = 4376209,82 \text{ руб.}$$

для проектного варианта:

$$Зперем.пр.i = Зперем.уд.пр. \cdot Vпрод.i \quad (155)$$

$$Зперем.пр.1 = 41793,20 \cdot 48 = 2006073,60 \text{ руб.}$$

$$Зперем.пр.2 = 41793,20 \cdot 61 = 2549385,20 \text{ руб.}$$

$$Зперем.пр.3 = 41793,20 \cdot 74 = 3092696,81 \text{ руб.}$$

$$Зперем.пр.4 = 41793,20 \cdot 87 = 3636008,41 \text{ руб.}$$

$$Зперем.пр.5 = 41793,20 \cdot 100 = 4179320,01 \text{ руб.}$$

Амортизация (определяется только для проектного варианта):

$$Ам. = Ам.уд. \cdot Vгод \quad (156)$$

$$Ам. = 385,26 \cdot 100 = 38526,47 \text{ руб.}$$

Полная себестоимость по годам (определяется для базового и проектного вариантов):

для базового варианта:

$$Сполн.б.i = Зперем.б.i + Зпост.б \quad (157)$$

$$Сполн.б.1 = 2100580,71 + 937784,79 = 3038365,50 \text{ руб.}$$

$$Сполн.б.2 = 2669487,99 + 937784,79 \gg [8] = 3607272,78 \text{ руб.}$$

«Сполн.б.3 =	3238395,27	+	937784,79	=	4176180,06	руб.
Сполн.б.4 =	3807302,54	+	937784,79	=	4745087,33	руб.
Сполн.б.5 =	4376209,82	+	937784,79	=	5313994,61	руб.

для проектного варианта:

$$\text{Сполн.пр.}i = \text{Зперем.пр.}i + \text{Зпост.пр.} \quad (158)$$

Сполн.пр.1 =	2006073,60	+	937213,81	=	2943287,41	руб.
Сполн.пр.2 =	2549385,20	+	937213,81	=	3486599,01	руб.
Сполн.пр.3 =	3092696,81	+	937213,81	=	4029910,61	руб.
Сполн.пр.4 =	3636008,41	+	937213,81	=	4573222,22	руб.
Сполн.пр.5 =	4179320,01	+	937213,81	=	5116533,82	руб.

Налогооблагаемая прибыль по годам:

$$\text{Пр.обл.}i = (\text{Выручка} - \text{Сполн.пр.}i) - (\text{Выручка} - \text{Сполн.б.}i) \quad (159)$$

$$\text{Пр.обл.}1 = (3315932,64 - 2943287,41) - (3315932,64 - 3038365,50) = 95078,09 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.обл.}2 = (4213997,72 - 3486599,01) - (4213997,72 - 3607272,78) = 120673,77 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.обл.}3 = (5112062,81 - 4029910,61) - (5112062,81 - 4176180,06) = 146269,44 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.обл.}4 = (6010127,90 - 4573222,22) - (6010127,90 - 4745087,33) = 171865,12 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.обл.}5 = (6908192,99 - 5116533,82) - (6908192,99 - 5313994,61) = 197460,79 \text{ руб.}$$

Налог на прибыль – 20% от налогооблагаемой прибыли по годам

$$\text{Нпр.}i = \text{Пр.обл.}i \cdot 0,20 \quad (160)$$

$$\text{Нпр.}1 = 95078,09 \cdot 0,20 = 19015,62 \text{ руб.}$$

$$\text{Нпр.}2 = 120673,77 \cdot 0,20 = 24134,75 \text{ руб.} \text{ »[8]}$$

$$\text{«Нпр.3} = 146269,44 \cdot 0,20 = 29253,89 \text{ руб.}$$

$$\text{Нпр.4} = 171865,12 \cdot 0,20 = 34373,02 \text{ руб.}$$

$$\text{Нпр.5} = 197460,79 \cdot 0,20 = 39492,16 \text{ руб.}$$

Прибыль чистая по годам

$$\text{Пр.ч.}i = \text{Пр.обл.}i - \text{Нпр.}i \quad (161)$$

$$\text{Пр.ч.1} = 95078,09 - 19015,62 = 76062,47 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.2} = 120673,77 - 24134,75 = 96539,01 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.3} = 146269,44 - 29253,89 = 117015,55 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.4} = 171865,12 - 34373,02 = 137492,09 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.5} = 197460,79 - 39492,16 = 157968,63 \text{ руб.}$$

Расчет экономии от повышения надежности и долговечности проектируемого узла, конструкции.

$$\text{Пр.ож.д.} = \text{Цотп.} \cdot \text{Д2/Д1} - \text{Цотп.} \quad (162)$$

где - Д1 и Д2 - долговечность изделия соответственно по базовому и проектируемому варианту

$$\text{Д1} = 100000 \text{ циклов}$$

$$\text{Д2} = 150000 \text{ циклов}$$

$$\text{Пр.ож.д.} = 69081,93 \cdot 150000 / 100000 - 69081,93 = 34540,96 \text{ руб.}$$

Следовательно, текущий чистый доход (накопленное сальдо) составит:»[8]

$$\text{ЧД}i = \text{Пр.ч.}i + \text{Ам} + \text{Пр.ож.д.} \cdot \text{Vпрод.}i \quad (163)$$

$$\text{ЧД1} = 76062,47 + 38526,47 + 34540,96 \cdot 48 = 1772555,26 \text{ руб}$$

$$\text{ЧД2} = 96539,01 + 38526,47 + 34540,96 \cdot 61 = 2242064,34 \text{ руб}$$

$$\text{ЧД3} = 117015,55 + 38526,47 + 34540,96 \cdot 74 = 2711573,42 \text{ руб}$$

$$\text{ЧД4} = 137492,09 + 38526,47 + 34540,96 \cdot 87 = 3181082,51 \text{ руб}$$

$$\text{ЧД5} = 157968,63 + 38526,47 + 34540,96 \cdot 100 = 3650591,59 \text{ руб}$$

«Дисконтирование денежного потока.

Осуществляется дисконтирование путем умножения значения денежного потока на коэффициент дисконтирования, который рассчитывается по формуле:

$$\alpha_{ti} = 1/(1 + Ecm.i)t \quad (164)$$

где -  $Ecm.i$  - процентная ставка на капитал

$t$  - год приведения затрат и результатов

$$Ecm. = 15 \%$$

$$\alpha_1 = 0,870 \quad \alpha_2 = 0,756 \quad \alpha_3 = 0,658 \quad \alpha_4 = 0,572 \quad \alpha_5 = 0,497$$

Для оценки эффективности ИП по шагам расчетного периода используется дисконтированное сальдо суммарного потока реальных денег по шагам (текущий чистый дисконтированный доход):

$$ДСPi = ЧДи \cdot \alpha_i \quad (165)$$

$$ДСП1 = 1772555,26 \cdot 0,870 = 1542123,07 \text{ руб.}$$

$$ДСП2 = 2242064,34 \cdot 0,756 = 1695000,64 \text{ руб.}$$

$$ДСП3 = 2711573,42 \cdot 0,658 = 1784215,31 \text{ руб.}$$

$$ДСП4 = 3181082,51 \cdot 0,572 = 1819579,20 \text{ руб.}$$

$$ДСП5 = 3650591,59 \cdot 0,497 = 1814344,02 \text{ руб.}$$

Суммарное дисконтированное сальдо суммарного потока за расчетный период рассчитывается по формуле:

$$\Sigma ДСП = \Sigma ДСПi \quad (166)$$

$$\begin{aligned} \Sigma ДСП = & 1542123,07 + 1695000,64 + 1784215,31 + \\ & + 1819579,20 + 1814344,02 = 8655262,24 \text{ руб.} \end{aligned}$$

Расчет потребности в капиталобразующих инвестициях составляет:

$$Jo = Kинв \cdot \Sigma Сполн.пр.i \quad (167)$$

где -  $Kинв.$  – коэффициент капиталобразующих инвестиций.

$$\begin{aligned} Jo = & 0,16 \cdot ( 2943287,41 + 3486599,01 + 4029910,61 + \\ & + 4573222,22 + 5116533,82 ) = 3223928,49 \text{ руб.} \end{aligned} \text{ [8]}$$

«Чистый дисконтированный доход равен:

$$ЧДД = \Sigma ДСП - J_0 \quad (168)$$

$$ЧДД = 8655262,24 - 3223928,49 = 5431333,75 \text{ руб.}$$

Индекс доходности определяется по следующей формуле:

$$ID = ЧДД / J_0 \quad (169)$$

$$ID = 5431333,75 / 3223928,49 = 1,68$$

Срок окупаемости проекта

$$Токуп. = J_0 / ЧДД \quad (170)$$

$$Токуп. = 3223928,49 / 5431333,75 = 0,59$$

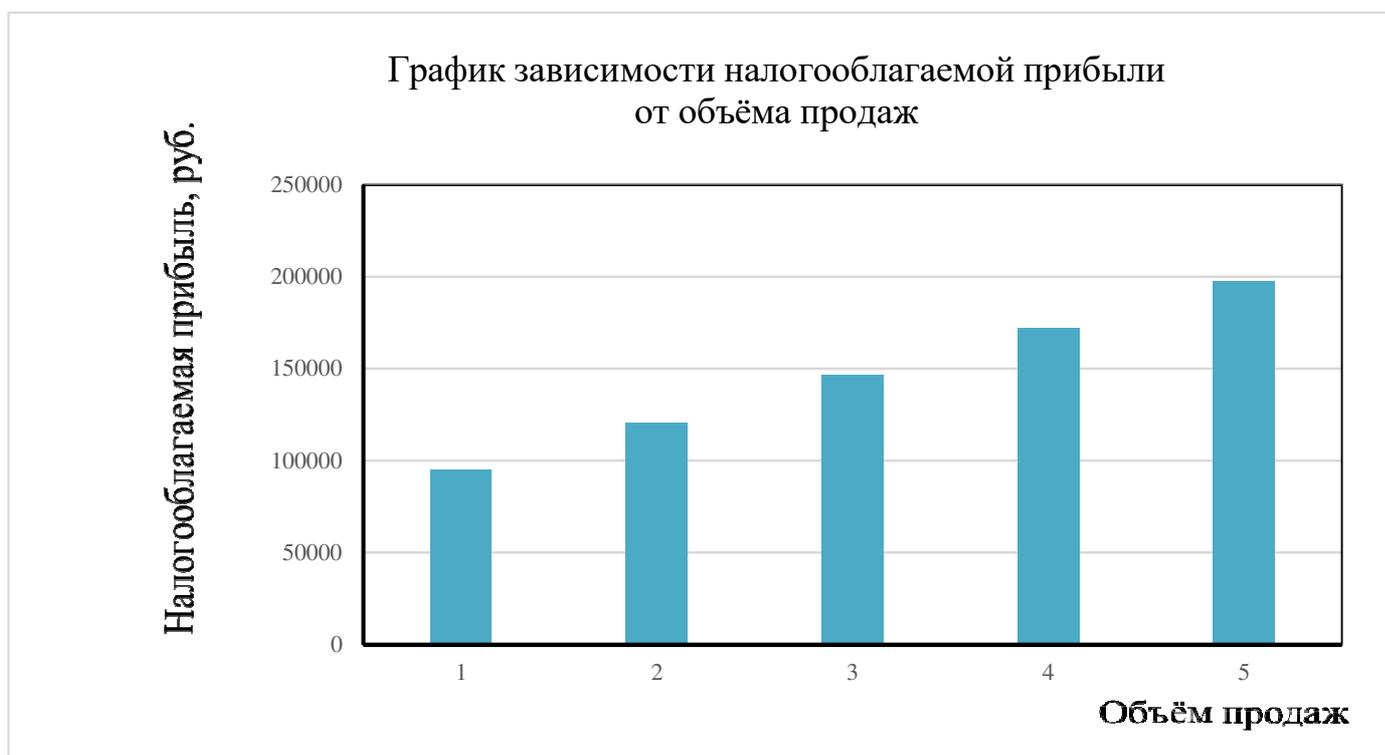


Рисунок 30 - График зависимости налогооблагаемой прибыли от объёма продаж»[8]

«Выводы и рекомендации.

В результате проведения совокупности конструкторских мероприятий увеличился ресурс проектируемого узла при одновременном положительном экономическом эффекте  $ID = 1,68$ .

При расчете экономических показателей по внедрению проектного узла в массовое производство было определено, что себестоимость проектного варианта ниже, чем себестоимость для базового варианта, и в результате увеличения ресурса проектной конструкции ожидается увеличение продаж, что является положительным экономическим показателем. Для этого произведен расчет на общественную эффективность проекта и была вычислена ожидаемая прибыль от внедрения проекта в производство.

Чистый дисконтированный доход от внедрения модернизированного узла составляет 5431333,75 рублей.

Срок окупаемости данного проекта равен 0,59 года, что говорит о минимальном риске проекта. По полученным данным можно говорить о его применении в новых конструкциях.»[8]

## Заключение

Используя полученные ранее знания, методики, средства САПР и ЭВМ был разработан промышленный гусеничный ход для сельскохозяйственного трактора с мощностью двигателя 130 кВт. В дипломной работе проведён сравнительный анализ существующих конструкций, произведённых как в странах СНГ, так и за рубежом. На основе этого анализа принят ряд решений по улучшению и усовершенствованию базовой машины, таких как: гусеничная цепь из траков с последовательно-параллельным шарниром с работой резиновых втулок, двухвенцовое ведущее колесо с цевочным зацеплением постоянного радиуса, увеличение диаметра направляющего колеса, поддерживающие и опорные катки с внешней амортизацией. Эти решения подтверждены необходимыми проверочными расчетами.

Кроме вышеизложенного, проведена проработка технологического процесса одной из деталей узла с определением режимов техпроцесса норм времени, обеспечивающего значительное удешевление технологического процесса получения готовой конструкции. Также в работе рассмотрены условия труда оператора трактора при его эксплуатации и определены основные сертификационные параметры, заложенные в конструкции трактора согласно действующим ГОСТ.

## Список используемых источников

- 1.Васильев, Б.С. Автомобильный справочник / Б.С. Васильев, - М. : Машиностроение, 2004. - 704 с: ил. - Библиогр. : с. 696. – Прил. : с. 483-695.
- 2.Черепанов, Л.А. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля: учеб. Пособие / Л. А. Черепанов; ТолПИ. - Тольятти: ТолПИ, 2001.- 40 с: ил. - Библиогр. : с. 39.
- 3.Кисуленко, Б.В. Краткий автомобильный справочник. Легковые автомобили. / Б.В. Кисуленко, – М. : Автополис-плюс, 2005. - 482 с.
- 4.Лукин, П.П. Конструирование и расчёт автомобиля / П.П. Лукин;. – М. : Машиностроение, 1984. -376 с.
- 5.Анурьев, В.И. Справочник технолога машиностроителя / В.И. Анурьев;. – М. : Машиностроение, 1980. – 688 с.
- 6.Егоров, А.Г. Методические указания к выполнению дипломных проектов технического направления / А.Г. Егоров;. - Тольятти 1988. - 35 с.
- 7.Горина, Л.Н. Обеспечение безопасности труда на производстве / Л.Н. Горина;. - Тольятти 2002. – 34 с.
- 8.Капрова, В.Г. Методические указания по технико-экономическому обоснованию дипломного проекта конструкторского и исследовательского направлений для студентов специальности 150100 – “Авто-мобиле- и тракторостроение”. / В.Г.Капрова;. Тольятти: ТГУ. 2003. – 50 с.
- 9.Куклин, Н.Г. Детали машин / Н.Г. Куклин;. – М. : Высшая школа, 1973. - 384с.
10. Кузнецов, Б.А Краткий автомобильный справочник / Б.А. Кузнецов. - М. : Транспорт, 1984. – 250 с.
- 11.Гришкевич, А.И. Конструкция, конструирование и расчет автомобиля / А.И. Гришкевич;. - М. : Высшая школа, 1987.–377 с.
- 12.Малкин, В.С. Конструкция и расчет автомобиля / В.С. Малкин; - КуАИ, 1978. – 195 с.
- 13.Лысов, М.И. Машиностроение / М.И. Лысов;. - М. : Машиностроение,1972.– 233 с.
- 14.Осепчугов, В.В.; Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета / В.В. Осепчугов; А.К. Фрумкин; - М. : Машиностроение, 1989.-304с.

15. Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко; - Киев: Наукова думка, 1988.-736с.
16. Бюллетень нормативных актов федеральных органов исполнительной власти, № 39,2003; Информационный фонд НТЦ "Система".
17. Раскин, А.М., Основы расчета и указания к дипломному проектированию агрегатов шасси автомобиля / А.М. Раскин; А.Ф. Яшин; - Саратов: Ротапринт, 1975.-68с.
18. Родионов, В. Ф., Легковые автомобили / В.Ф. Родионов; Б.М. Фиттерман; - М. : Машиностроение, 1971.-376с.
19. Фчеркан, Н. С. Детали машин. Справочник. Т.3. / Н.С. Фчеркан;. - М. : Машиностроение, 1969. – 355с.
20. Чайковский, И.П. Рулевые управления автомобилей / И.П. Чайковский; П.А. Саломатин;. - М. : Машиностроение, 1987.-176с.
21. Duna, Tariq Yaseen, Graphical user interface (GUI) for design of passenger car system using random road profile / Tariq Yaseen, Duna;. - International Journal of Energy and Environment, 2016. – 97s.
22. Jan, Ziobro. Analysis of element car body on the example silentblock / Ziobro Jan;. - Advances in Science and Technology Research Journal, 2015. -37s.
23. Lucian, Roman, Mathematical model and software simulation of system from opel cars / Roman, Lucian;. - Annals of the Oradea University: Fascicle Management and Technological Engineering, 2014. -77s.
24. Dainius, Luneckas. Vilius Bartulis, Research on Probability for Failures in VW Cars During Warranty and Post-Warranty Periods / Luneckas, Dainius. Bartulis, Vilius;. - Mokslas: Lietuvos Ateitis, 2014. -85s.
25. Catalin, Alexandru. Vlad, Totu, Method for the multi-criteria optimization of car wheel mechanisms / Alexandru, Catalin. Totu, Vlad;. - Ingeniería e Investigación, 2016. – 137s.

Графики тягового расчета

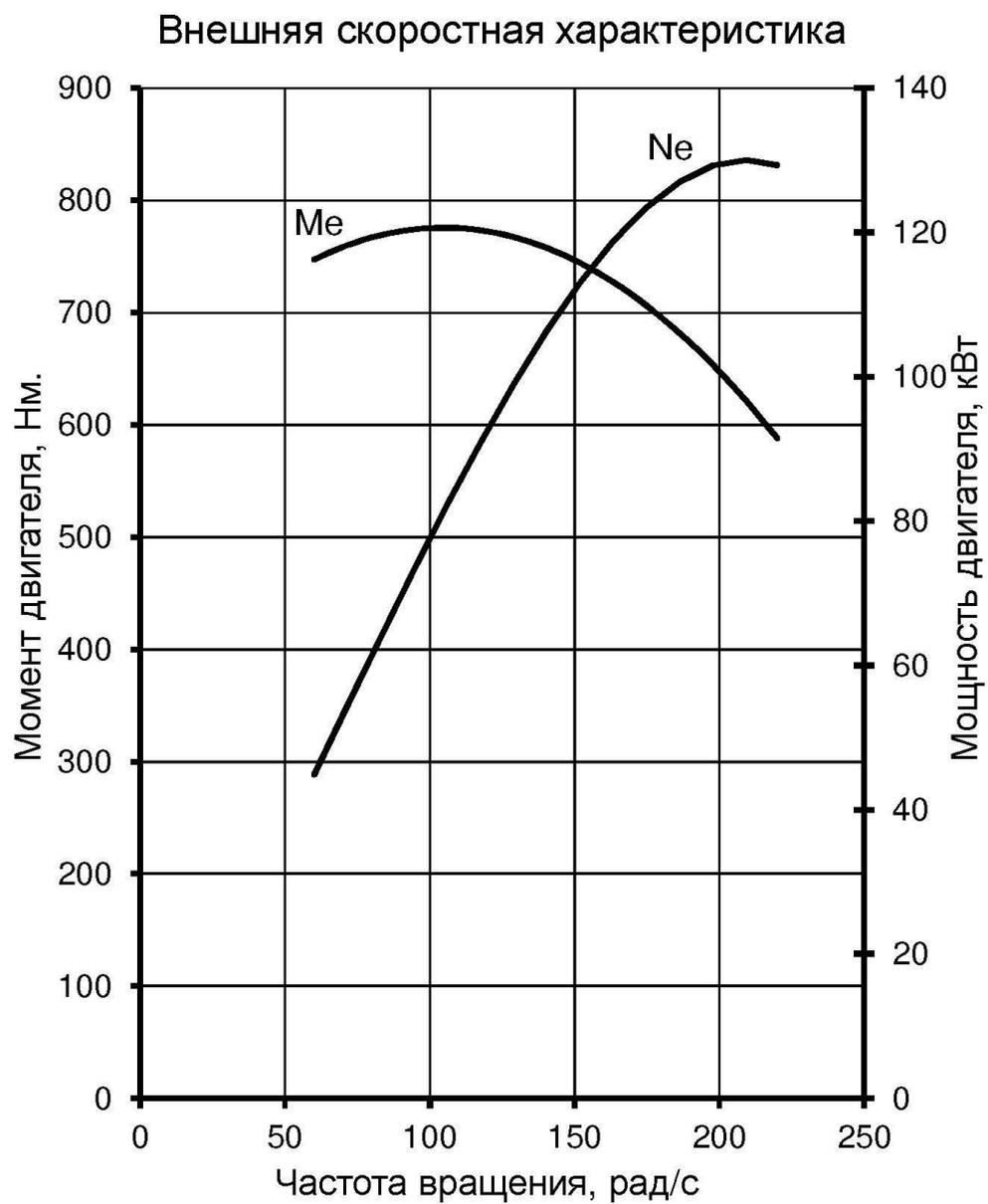


Рисунок А1 – Внешняя скоростная характеристика»[6]

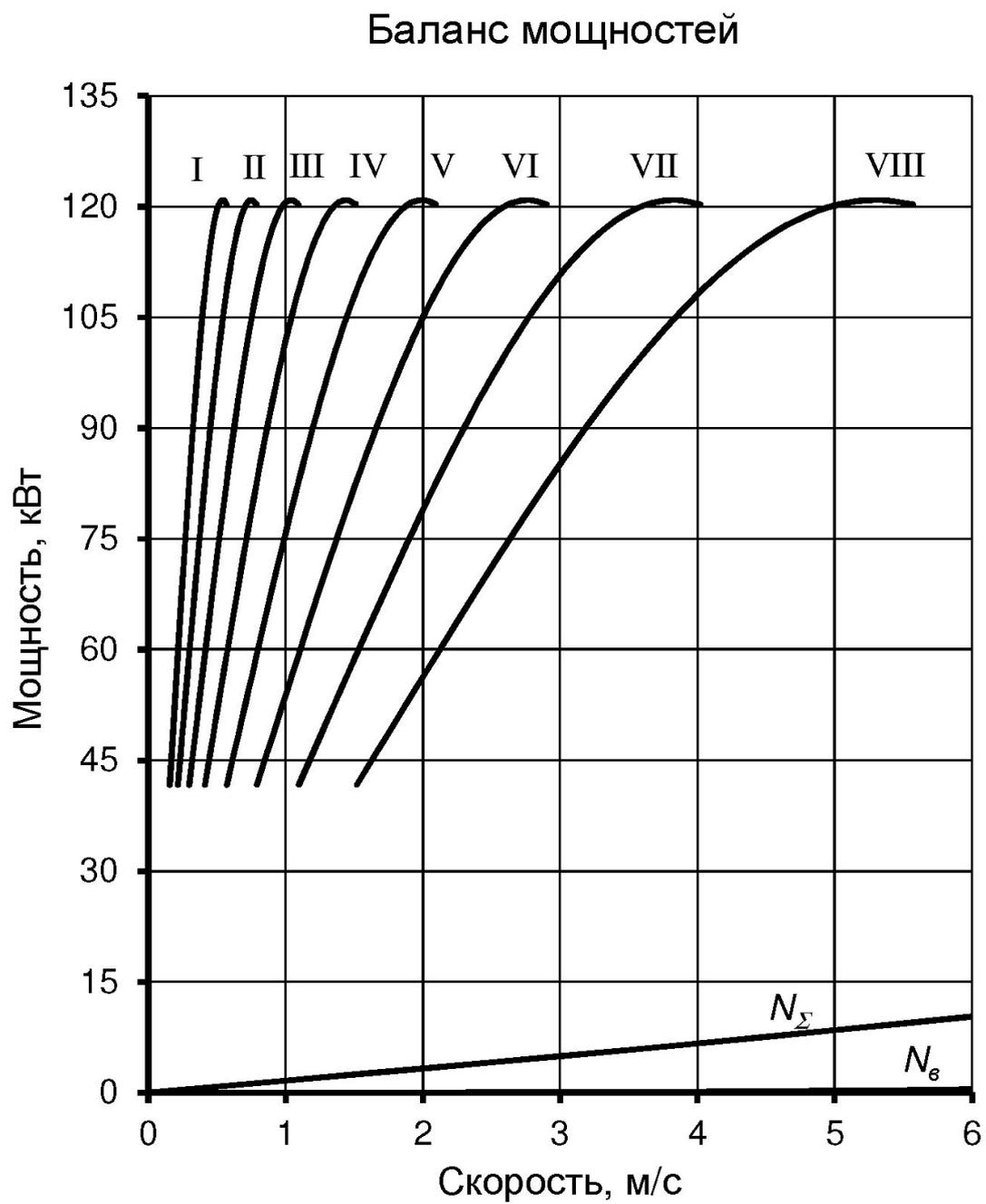


Рисунок А2 – Баланс мощностей»[6]

### Тяговый баланс

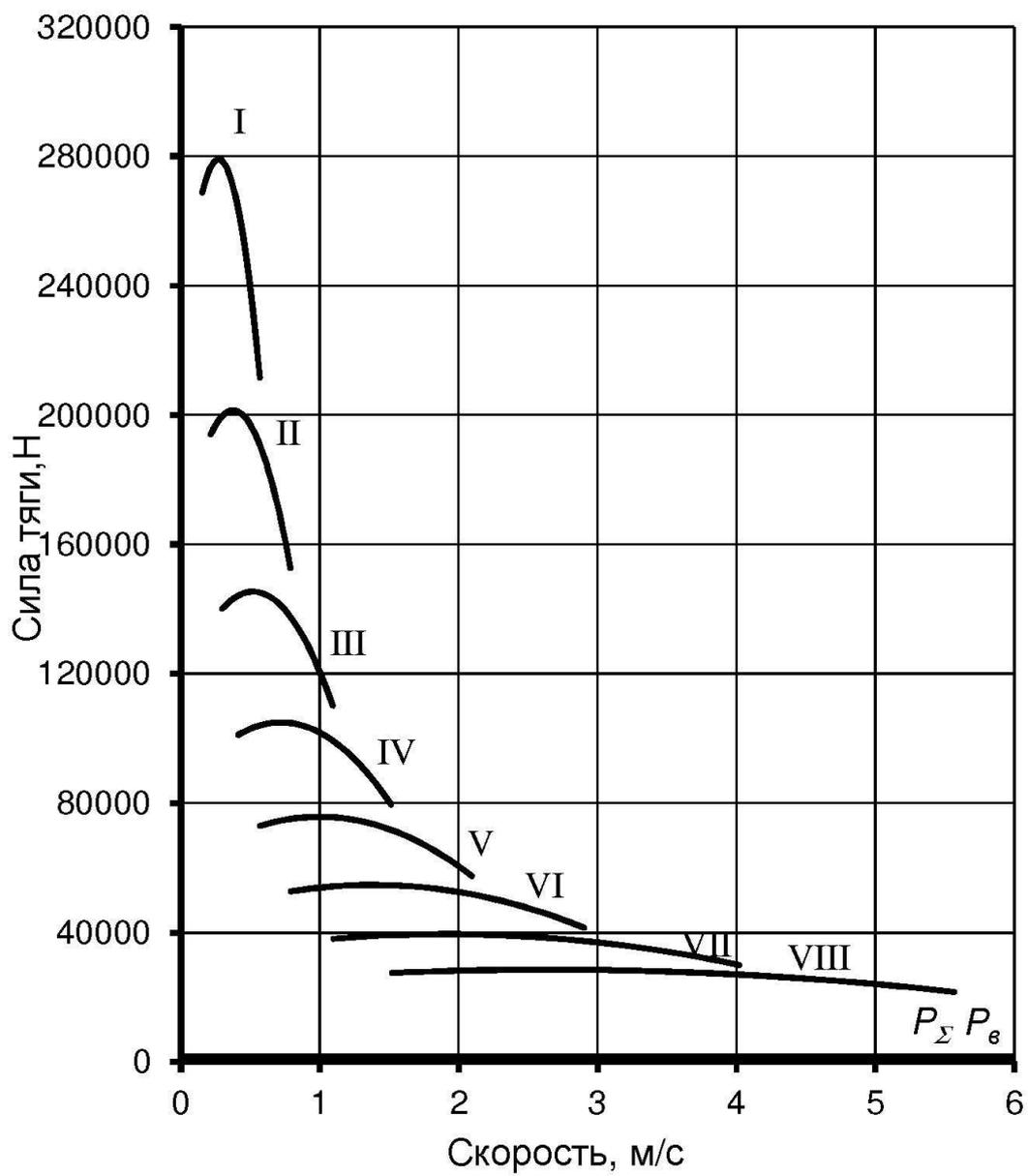
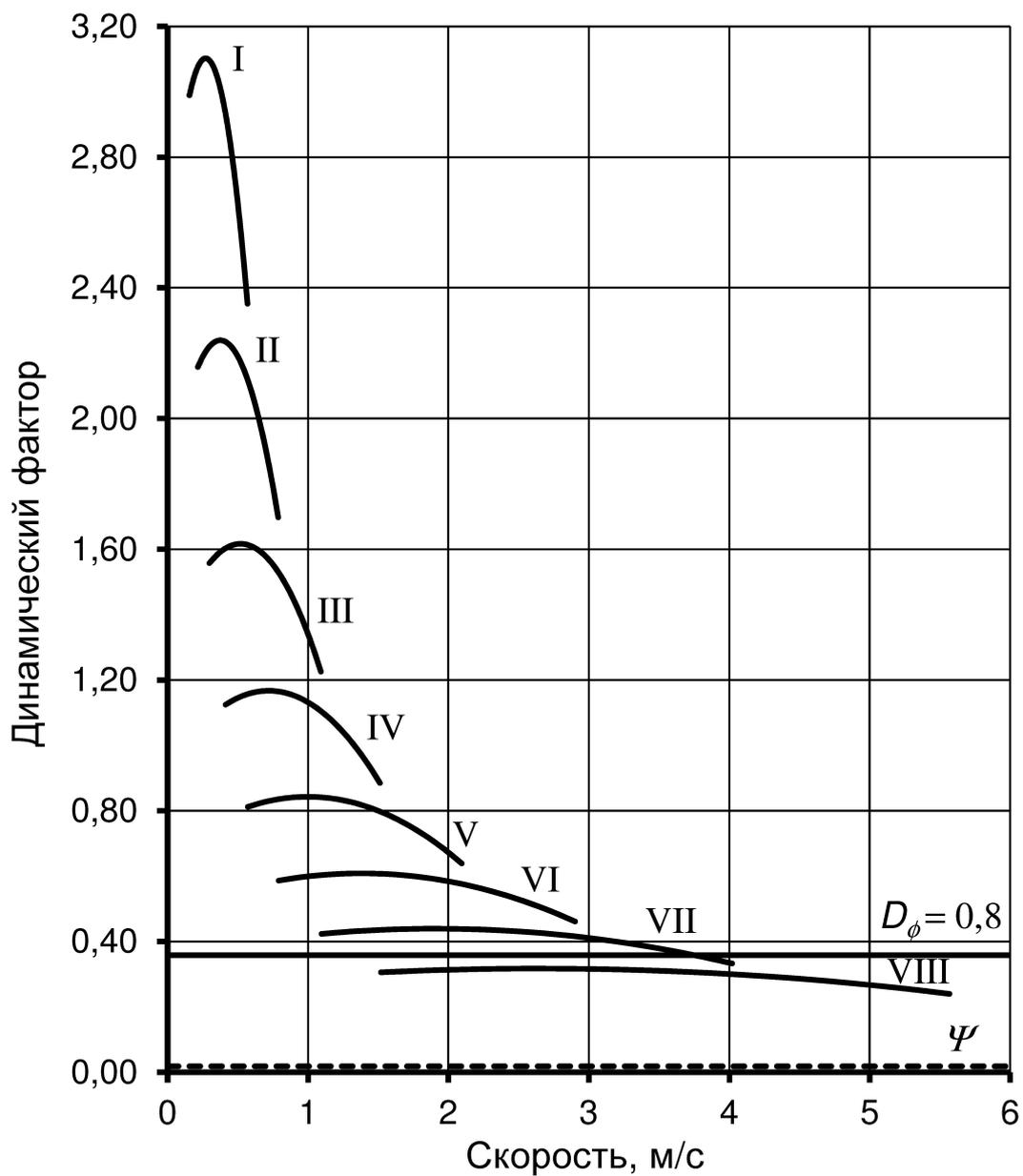


Рисунок А3 – Тяговый баланс»[6]

### Динамический баланс



«Рисунок А4 – Динамический баланс» [6]

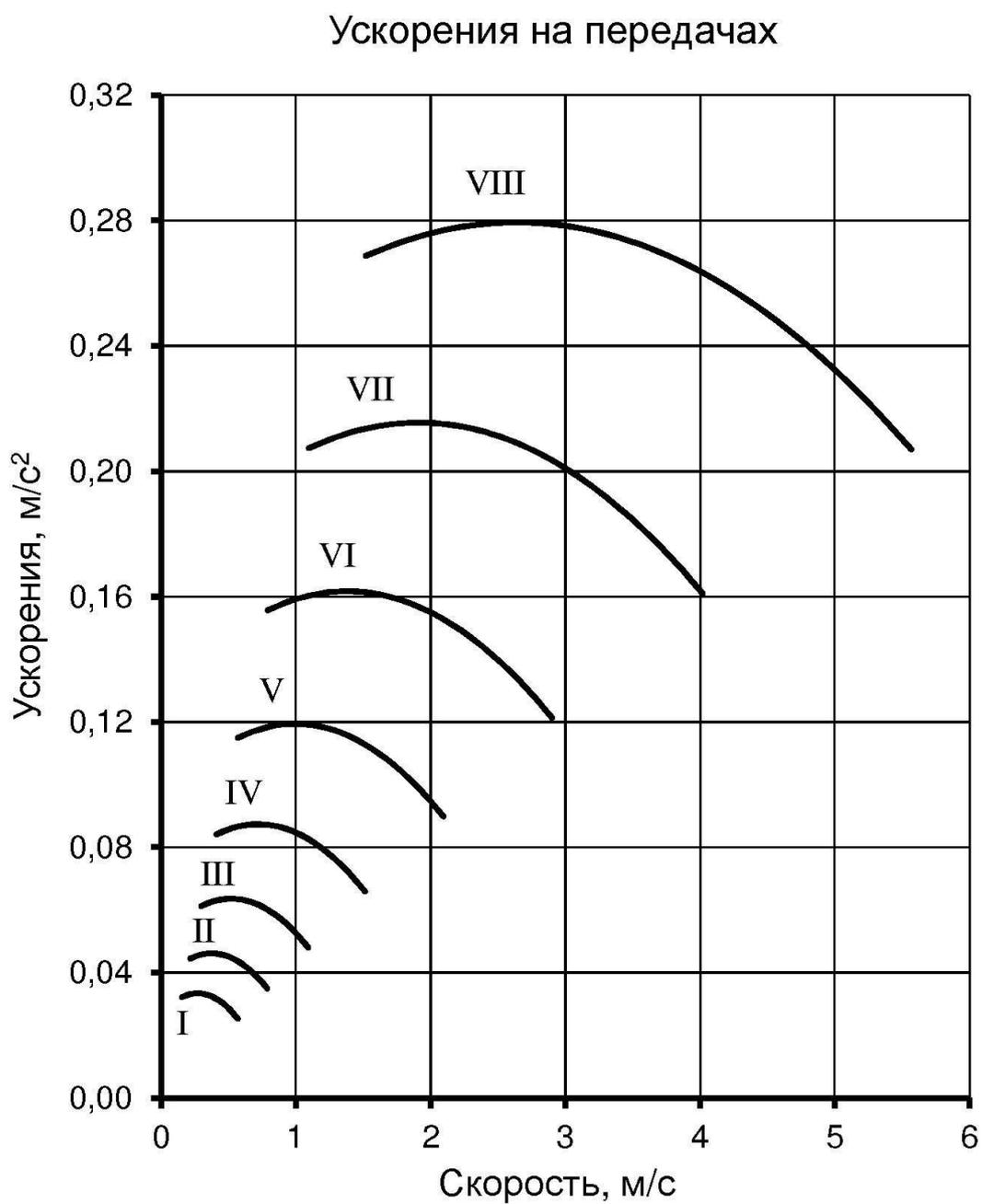


Рисунок А5 – Ускорения на передачах»[6]

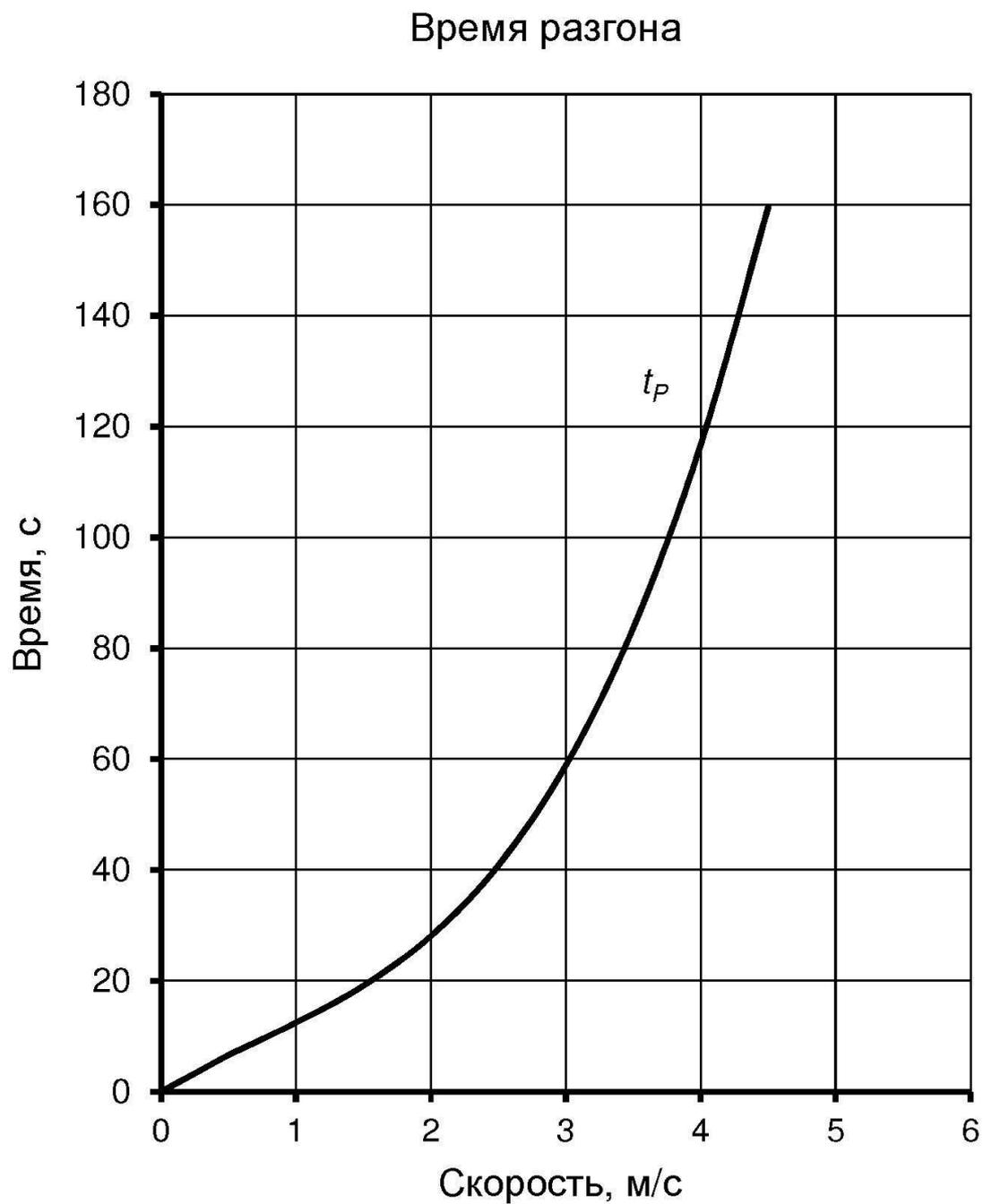


Рисунок А6 – «Время разгона» [6]

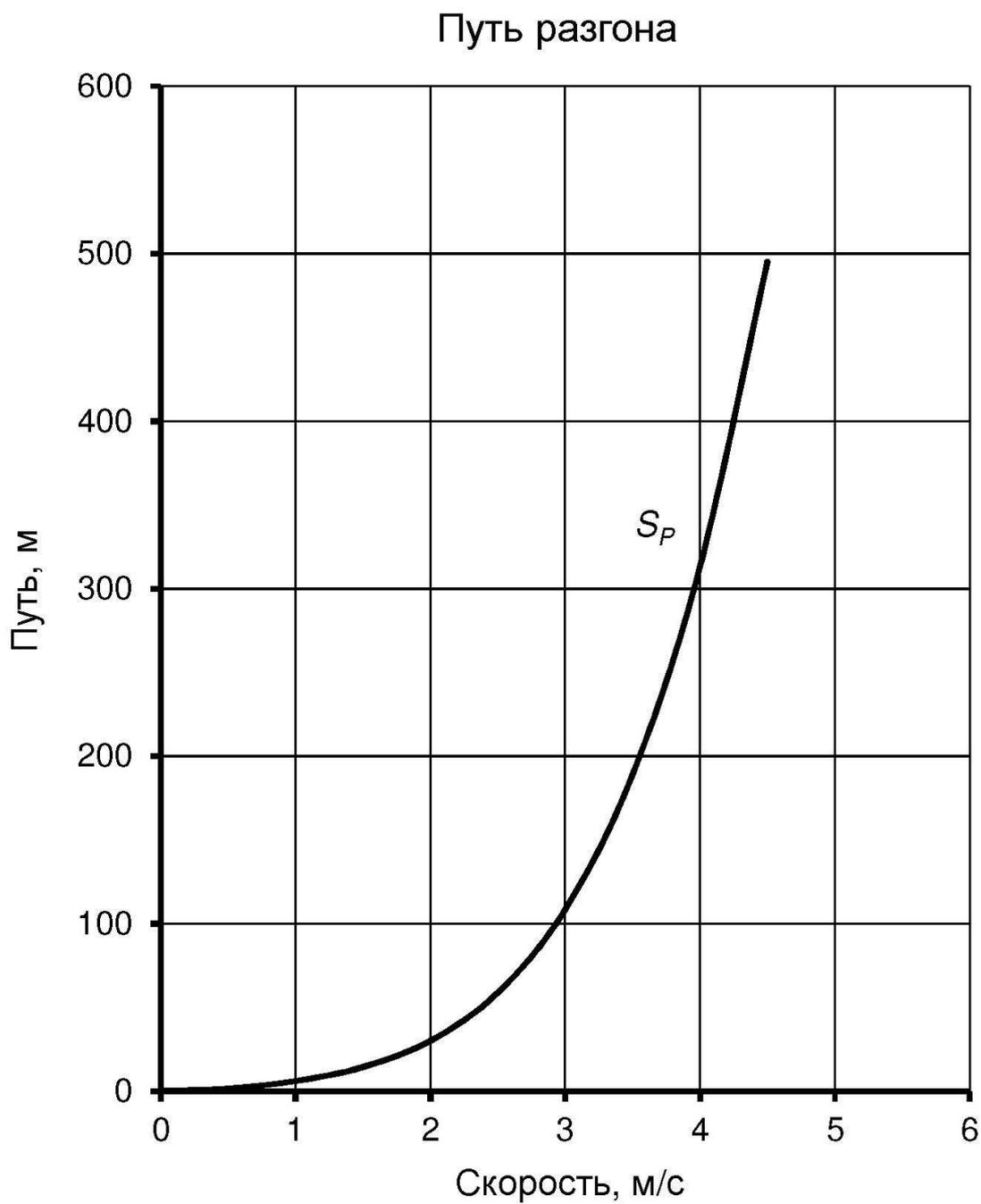


Рисунок А7 – Путь разгона»[6]

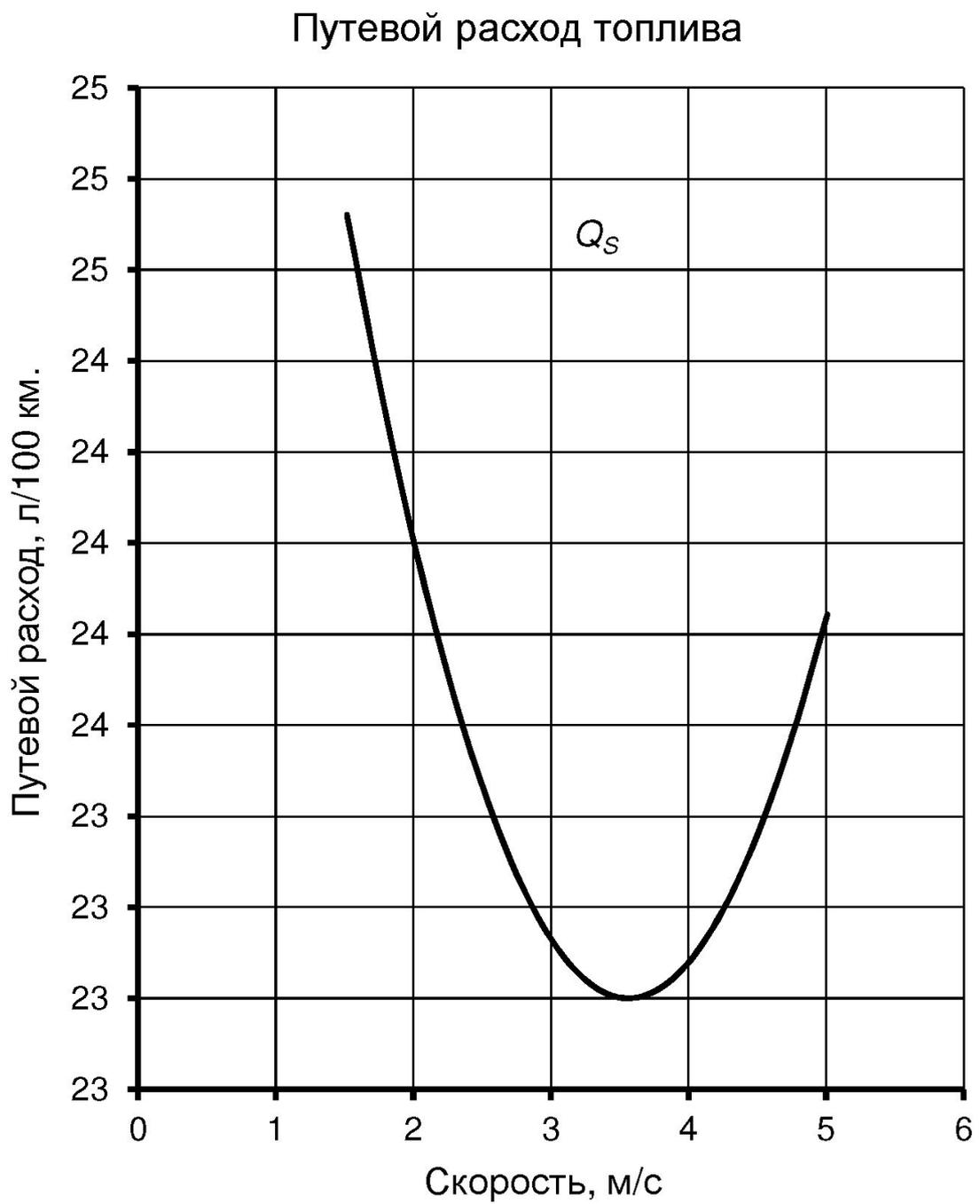


Рисунок А8 – Путевой расход топлива»[6]