##### РЕФЕРАТ

В данном дипломном проекте разрабатывается лесотранспортная машина на базе сельскохозяйственного трактора Т-25А1. Проектируемая лесотранспортная машина представляет собой одноосный моторный модуль базового трактора в агрегате с активным полуприцепом.

Дипломный проект состоит из графической части и пояснительной записки.

Пояснительная записка выполнена на 94 страницах, в ней содержится 14 рисунков, 9 таблиц и 121 формула. В пояснительной записке представлены: обоснование темы дипломного проекта, обзор существующих отечественных и зарубежных колесных тракторов, произведён выбор и расчёт узлов трансмиссии проектируемой машины, расчёт экономической эффективности её внедрения, рассмотрены мероприятия по технике безопасности при использовании лесотранспортной машины и применение машины в чрезвычайных ситуациях мирного и военного времени. В конце пояснительной записки приведён список используемой литературы.

Графическая часть дипломного проекта состоит из листов формата А1, на которых изображены общий вид машины, её кинематическая схема, синхронизирующий редуктор, его корпус и детали.

##  ОГЛАВЛЕНИЕ

 Введение

1. Обоснование темы дипломного проекта
2. Обзор существующих колёсных тракторов

 2.1.Обзор отечественных колёсных тракторов

 2.2.Обзор зарубежных колёсных тракторов

1. Выбор узлов трансмиссии лесотранспортной машины

 3.1.Классификация трансмиссий

 3.2.Общие сведения о разрабатываемой лесотранспортной машине

 3.3.Разработка компановочно-кинематической схемы лесотранспортной машины

 3.4.Расчет и построение тяговой характеристики

1. Расчет синхронизирующего редуктора

 4.1.Конструкция синхронизирующего редуктора

 4.2.Выбор передаточного числа синхронизирующего редуктора

 4.3.Определение крутящих моментов и частоты вращения валов синхронизирующего редуктора

 4.4.Расчет конической передачи

4.5.Расчет цилиндрической передачи

 4.6.Компоновка синхронизирующего редуктора и определение его основных размеров

 4.7.Расчет валов синхронизирующего редуктора

 4.8.Расчет оси промежуточной передачи

 4.9.Выбор подшипников для валов синхронизирующего редуктора

 4.10. Расчет шлицевых соединений

1. Расчет экономической эффективности от

 5.1.Экономическое обоснование расчета

 5.2.Расчет экономических показателей

1. Использование лесотранспортной машины в чрезвычайных ситуациях мирного и военного времени
2. Мероприятия по охране труда при эксплуатации при проведении текущего ремонта лесотранспортной машины

 7.1.Техника безопасности при работе на лесотранспортной машине

 7.2.Расчет минимального радиуса поворота в зависимости от скорости и от устойчивости

 Литература

## ВВЕДЕНИЕ

Лесозаготовительная промышленность относится к важнейшим добывающим отраслям народного хозяйства. Основная продукция лесозаготовительной промышленности круглые лесоматериалы и изделия их переработки.

Получение готовой продукции связано с выполнением определенного технологического процесса. Технологический процесс лесозаготовительного предприятия весьма сложен и протекает в разнообразных условиях, что вызывает необходимость создания специального оборудования для заготовки и транспортировки лесоматериалов.

Эффективность лесозаготовительного производства во многом зависит от уровня технического оснащения отрасли. Программа технического перевооружения лесозаготовительной промышленности предусматривает дальнейшее повышение уровня механизации, машинизации и автоматизации технологического процесса. Одним из направлений при решении этой задачи является не только совершенствование применяемого оборудования, но и создание новых машин и механизмов.

В лесной промышленности в основном эксплуатируются лесосечные машины, разработанные на базе гусеничных тракторов, в то время как за рубежом, широкое применение нашли машины, базирующиеся на специальном двух или трёхосном колёсном шасси. Многочисленные испытания отечественных и зарубежных конструкций колесных машин, позволяют выделить их основные преимущества по сравнению с гусеничными тракторами. Это высокая скорость движения, высокая маневренность, возможность движения по дорогам с твёрдым покрытием, без его разрушения, а также ряд других преимуществ. Применение специальных шин и блокировочных устройств дифференциалов, позволяет создавать колёсные машины, проходимость которых близка к проходимости гусеничных машин.

В последнее время работам по созданию отечественных колёсных машин уделяется большое внимание. Необходимо разрабатывать и внедрять в производство эти машины. Создание и внедрение колёсных тракторов и лесных машин на их базе позлит сократить парк трелёвочных тракторов, улучшить условия труда рабочих, сэкономить материальные и топливно-энергетические ресурсы, за счёт снижения металлоёмкости конструкций, повышения их тяговых характеристик и снижения удельного расхода топлива на единицу заготовленной (транспортируемой) древесины.

Проектируемая в данном дипломном проекте лесотранспортная машина, на базе сельскохозяйственного трактора Т-25А1 с активным полуприцепом, обладает многими из перечисленных выше преимуществ и должна найти применение в лесозаготовительной промышленности.

######  1 ОБОСНОВАНИЕ ТЕМЫ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

Анализ развития зарубежного и отечественного лесного тракторостроения позволяет выделить четыре основных направления, сложившихся в области создания и использования колёсных машин:

* создание специальных лесных колёсных тракторов;
* использование серийных сельскохозяйственных тракторов с навесным соответствующим технологическим оборудованием;
* создание специальных лесных тракторов, состоящих из тягачей, выполненных в основном из узлов базовых сельскохозяйственных моделей и активных полуприцепов;
* перекомпоновка серийного трактора и агрегатирование его с активным полуприцепом

Первое направление определяется длительными сроками внедрения колёсных машин и необходимостью организации специальных производств, что экономически нецелесообразно. Попытки создания колёсных машин по второму методу были признаны неудачными.

Широкое распространение получило четвёртое направление создания лесных колёсных машин. В настоящее время по такому принципу изготовлены опытные образцы на базе серийных сельскохозяйственных тракторов. Машины успешно прошли испытание.

На рисунке 1.1 представлены схемы перекомпоновки сельскохозяйственных тракторов иллюстрирующие третье и четвёртое направление в создание колёсных машин.

Первая схема предусматривает использование колёсного сельскохозяйственного трактора без изменения базы. К трактору присоединяется с помощью шарнира активный полуприцеп.

Рисунок 1.1- Схемы перекомпоновки сельскохозяйственных тракторов.

По второй схеме с базового трактора снимается передний мост, его детали используются на изготовление моста активного полуприцепа, который также присоединяется к одноосному тягачу с помощью универсального шарнира.

Третья схема аналогична второй, но активный полуприцеп присоединяется к моторной части базового трактора.

Четвёртая схема отличается от второй тем, что кроме снятия переднего моста, задние колёса смещаются с помощью бортовых редукторов вперёд, уменьшая консоль и улучшая общую компоновку машины.

Наиболее эффективным является решение, выполненное по четвёртой схеме. Машины, разработанные по такому принципу, имеют хорошую проходимость и маневренность. Результаты испытаний этих машин показали, что по техническим параметрам они не уступают некоторым зарубежным аналогам и вполне способны с ними конкурировать. Таким образом, следует вывод о несомненной перспективности четвёртого направления в области создания и использования колёсных машин.

В данном дипломном проекте разрабатывается лесотранспортная машина на базе сельскохозяйственного трактора Т-25А1. Базовыми узлами проектируемой машины являются: одноосный моторный модуль, полученный из базового трактора и активный полуприцеп, который присоединяется к моторному модулю с помощью универсального шарнира. Агрегатирование трактора с активным полуприцепом выполнено по четвёртой схеме (рис. 1).

Основными преимуществами проектируемой машины являются: минимальное вредное воздействие на грунт, высокая скорость движения, маневренность, низкие эксплуатационные расходы, технологичность и универсальность, а также ряд других преимуществ.

Задача сводится к кинематическому согласованию привода ведущих колёс трактора и полуприцепа. Для этого используется синхронизирующий редуктор с приводом от главной передачи трактора.

2 ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОЛЁСНЫХ ТРАКТОРОВ

 2.1 Обзор отечественных колёсных тракторов

В лесной промышленности с 1959 года предпринимались попытки создания колёсных трелёвочных тягачей. Но эти разработки оказались неудачными, имели низкую проходимость и низкое качество изготовления. В дальнейшем были начаты разработки отечественных колёсных тракторов по двум направлениям:

* создание трелёвочных модификаций сельскохозяйственных тракторов общего назначения;
* создание специального лесопромышленного трактора по опыту зарубежных фирм, полностью отвечающего требованиям лесозаготовительной промышленности.

Рассмотрим несколько моделей отечественных лесопромышленных тракторов.

Трактор К-703.

Разработан Кировским заводом совместно с ЦНИИМЭ, он является лесопромышленной модификацией сельскохозяйственного трактора К-700А класса тяги 5 и представляет собой базовое шасси, предназначенное для установки на нем различного технологического оборудования. Трактор имеет шины повышенной грузоподъемности, на задней полураме предусмотрены места для установки технологического оборудования.

Трактор Т-157.

Трактор, выпускаемый Харьковским тракторным заводом, является лесопромышленной модификацией сельскохозяйственного трактора Т-150К класса тяги 3, и представляет собой базовое шасси для установки на нем различного технологического оборудования. Трактор Т-157 отличается от Т-157К наличием шин увеличенного размера, отсутствием рессорной подвески переднего моста, усиленными элементами ведущих мостов. На базе трактора Т-157 разработан ряд машин различного назначения. Это:

 - трелёвочные машины ЛТ-171, ЛТ-157;

* лесотранспортные машины ЛТ-143, ЛТ-143А;
* погрузочно-транспортная машина ЛТ-175.

Краткая техническая характеристика ЛТ-157 представлена в таблице 2.1.

Таблица 2.1 Краткая техническая характеристика ЛТ-157

|  |  |
| --- | --- |
| Показатели | ЛТ-157 |
| Мощность двигателя, кВт | 110 |
| Наибольшее тяговое усилие лебедки, кН | 120 |
| Скорость движения, км/ч | 5,9…3,12 |
| Масса, т | 10,7 |

Машина для бесчокерной трелёвки ЛТ-190.

Машина предназначена для подтаскивания, сбора, погрузки, на коник деревьев или хлыстов, трелёвки пачки деревьев в полупогруженном состоянии, разгрузки и окучивания деревьев на верхнем лесоскладе лесхозов и лесных комплексных предприятий.

Машина ЛТ-190 применяется на рубках ухода и санитарных рубках после ручной и машинной валки в условиях равнинной и слабопересеченной местности с уклонами не более 150 на грунтах с несущей способностью не менее 150кПа, при снежном покрове высотой не более 0,5м и температуре окружающего воздуха от +400С до –400С.

Техническая характеристика машины приведена в таблице 2.2.

#### Таблица 2.2 Техническая характеристика ЛТ-190

|  |  |
| --- | --- |
| Показатели | ЛТ-190 |
| Базовая машина | Трактор МТЗ-80 с унифицированной кабиной, задняя тележка автогрейдера ДЗ-143 |
| Эксплуатационная мощность двигателя, кВт | 55 |
| Производительность по чистому времени работы при расстоянии трелёвки 1500…3000,м и объеме хлыста 0,13…0,22м3, м3/ч, не менее | 6,3 |
| Объем трелюемой пачки, м3 | 5 |
| Средняя скорость движения, км/ч | 1,89…17,95 |
| Среднее статическое давление на грунт, кПа, не более | 100 |
| Колея, мм | 1900 |
| База машины, мм | 3500 |
| Передний угол въезда, град, не менее | 15 |
| Угол складывания полурам, град, не менее | 40 |
| Минимальный радиус поворота, м, не более | 7 |
| Вылет гидроманипулятора, ммаксимальный | 6,0 |
| минимальный | 1,3 |
| Угол поворота гидроманипулятора в горизонтальной плоскости, град | 270 |
| Грузовой момент гидроманипулятора, кН.м, не менее | 50 |
| Площадь сечения захвата, м2, не менее | 0,12 |
| Раскрытие челюстей захвата, мм, не менее | 650 |
| Угол поворота захвата, град | 200 |
| Удельный расход топлива, г/м3, не более | 290 |
| Габаритные размеры машины в транспортном положении, мм, не более | 9000х2500х3800 |
| Конструктивная масса, кг, не более | 1100 |
| Масса навесного оборудования, кг, не более | 2500 |

В состав машины входят:

1.) передний тяговый модуль - колёсный трактор МТЗ-80, с которого демонтированы передние колёса с подвеской и приводом, а также устройства для прицепного сельскохозяйственного оборудования;

2.) задний приводной модуль - задняя тележка автогрейдера ДЗ-143, привод который осуществляется от заднего вала отбора мощности трактора, при помощи карданных валов и синхронизирующего редуктора;

3.) рама тележки сварной конструкции;

4.) гидроманипулятор ЛВ-184, расположенный в передней части рамы тележки;

5.) зажимной коник трактора ТБ-1.

Передний и задний модули сочленены между собой шарнирно. Управление машиной осуществляется при помощи двух гидроцилиндров, гидроруля и рулевого колеса. Управление манипулятором и зажимным коником осуществляется рычагами перемещения золотников распределителей из кабины машины.

Кабина снабжена универсальным поворотным сиденьем, регулируемым по высоте в зависимости от роста оператора.

#### Погрузочно-транспортная машина ЛТ-189

Карельский НИИ лесной промышленности и Петрозаводское АО “Ремонтно-механический завод” разработали семейство полноприводных погрузочно-разгрузочных машин ЛТ-189. Это сортиментовозы, предназначенные для сбора, погрузки, транспортировки и разгрузки с подсортировкой сортиментов при перемещении их с лесосеки к лесовозной дороге. Машины используются при проведении всех видов несложных рубок на участках с равнинным и слабопересеченным рельефом местности.

Для работы на грунтах с низкой несущей способностью или при снежном покрове до 70см монтируют гусеничные ленты, охватывающие попарно колёса тележки.

Машины семейства ЛТ-189 применяются в комплексе с многооперационными машинами, при заготовке сортиментов вальщиком, заготовке пневого осмола, сборе лесосечных отходов, нижескладских работах и др.

Машина состоит из трактора МТЗ-80 без передней оси тандемной тележки, гидроманипулятора и технологического оборудования.

Серийный выпуск машин ЛТ-189 налажен Петрозаводским ремонтно-механическим заводом в 1990 году.

Машины успешно эксплуатируются в хозяйствах Карелии, Латвии, а также в Московской, Новгородской и Вологодской областях.

Машина соответствует всем предъявляемым требованиям, имеет высокую проходимость, проста в обслуживании и управлении.

Относительно невысокая стоимость и низкие эксплуатационные расходы делают её конкурентоспособной по сравнению с импортной техникой.

Краткая техническая характеристика машин ЛТ-189 представлена в таблице 2.3.

#### Таблица 2.3. Техническая характеристика сортиментовозов

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Показатели  | ЛТ-189 | ЛТ-189А | ЛТ-189Ф |
| Энергетический модуль | МТЗ-80 | МТЗ-82Р | МТЗ-80 |
| Приводной модуль | Тележка автогрейдера ДЗ-122А | Тележка СА-0.4.210 HAF  |
| Дорожный просвет, мм под передним мостом | 465 | 660 | 465 |
|  Под задним мостом | 465 | 500 | 620 |
| Вылет стрелы, м | 5,2 | 5,2 | 6,5 |
| Эксплуатационная масса, т | 10,5 | 11 | 8,5 |
| Габаритные размеры, м | 9,4х2,65х3,16 | 9,6х2,45х3 |
| Длина перевозимых сортиментов, м | 2-6 |
| Нагрузка на рейс, м3 | 7,5 | 8,25 | 10 |

#### Лесозаготовительная машина на базе шасси ЭСВМ-7

Сортиментовоз СФ-55С - предназначен для сбора, транспортировки по лесосеке, волокам, усам к лесовозным дорогам, к лесным приречным складам, разгрузки и складирования сортиментов от рубок главного и промежуточного пользования. Может использоваться как погрузочно-транспортная машина. Трактор обладает высокой скоростью, маневренностью, проходимостью на грунтах с низкой несущей способностью.

Техническая характеристика представлена в таблице 2.4.

Таблица 2.4. Краткая техническая характеристика СФ-55С

|  |  |
| --- | --- |
| Показатели  | СФ-55С |
| Базовый трактор | ЭСВМ-7 |
| Марка двигателя | СМД-62 |
| Номинальная мощность двигателя, кВт | 128,8 |
| Габаритные размеры, м | 8,2х3,5х3,9 |
| База машины, мм | 5300 |
| Колея, мм | 2320 |
| Дорожный просвет, мм | 650 |
| Грузоподъемность манипулятора, кг При max вылете (7,1 м) | 610 |
|  При min вылете (3 м) | 1710 |

 2.2. Обзор зарубежных колёсных тракторов.

Во всех странах с развитой лесозаготовительной промышленностью нашли широкое применение колёсные лесопромышленные тракторы, оснащенные различным технологическим оборудованием. К достоинствам зарубежных лесных колёсных тракторов можно отнести наличие гидромеханических трансмиссий, электрогидроуправляемых коробок передач, лебёдок с гидроприводом, кабин обеспечивающих безопасные и комфортные условия труда операторов.

Рассмотрим несколько моделей зарубежных колёсных тракторов.

Форвардер Локомо 910.

##### Машина выпущена фирмой “Раума-Репола”. Она имеет четырёхцилиндровый дизельный двигатель с водяным охлаждением и турбонаддувом “Перкинс Т4-236” мощностью – 71,кВт и гидромеханическую трансмиссию “Кларк 1800” типа Пауэр Шифт, обеспечивающую тягу на крюке 140,кН и скорость до 36 км/ч.

На передней полураме установлены двигатель и коробка передач, передняя ось, кабина оператора, управление погрузчиком и вспомогательные устройства.

Задняя полурама несёт на себе погрузчик, платформу со стойками, подвижной защитный экран и заднюю колёсную тележку. Шарнирное устройство соединения полурам снабжено автоматическим стабилизирующим тормозом.

Машина оборудуется гидроманипулятором Фаскаре F50L или Кранаб 50 с грузовым моментом 45…55,кН.м и максимальным вылетом 6,5,м , который может быть увеличен до 10,2,м.

Форвардер Локомо 910 имеет ширину в зависимости от типа шин 2,48…2,64,м , высоту, включая гидроманипулятор- 3,27,м. Полезная нагрузка машины- 10,т , при собственной массе- 9,5,т.

Машина в 1985 году оказалась наиболее популярной среди подобных машин в Финляндии. Это достигнуто за счет эффективного соотношения массы трактора и грузоподъемности, эффективной трансмиссии, высокой маневренности и низкого удельного давления на грунт.

Форвардер Локомо 933С.

Предназначен для трелёвки хлыстов и деревьев.

Шасси трактора состоит из двух шарнирно соединенных двухосных тележек. Машина имеет четырёхцилиндровый дизельный двигатель с водяным охлаждением и турбонаддувом, максимальная мощность- 141,кВт; гидромеханическую трансмиссию с гидротрансформатором Кларк и коробкой передач типа Пауэр Шифт; тандемные тележки с автоматической блокировкой дифференциалов, типа Ноу Слин, шины 17,5—25 или 20—25.

Гидроманипулятор Кранаб-100С и коник Локомо-350 предназначены для погрузки и разгрузки лесопродукции.

Габаритные размеры машины: длина- 9400,мм; ширина- 2980,мм; высота без манипулятора- 3700,мм.

Масса форвардера- 20,т и скорость до 30,км/ч.

Форвардер ЭСА-260.

Создан на базе шестиколёсного трактора, все колёса имеют гидромеханический привод. Управление машиной, при движении по дорогам, осуществляется с помощью рулевого колеса, а при движении по лесосеке и в сложных условиях местности электронно-пульсирующей системой, через кулисные переключатели. Форвардер имеет надёжную тормозную систему. Для погрузки-разгрузки лесопродукции установлен манипулятор ЭСА-373, с максимальным вылетом стрелы 6,5,м и грузоподъёмным моментом 84,7,кН.м.

Одноместная безопасная кабина имеет внутри низкий уровень шума, ремни безопасности, кондиционер, систему отопления и хорошее освещение.

Машина имеет следующие габаритные размеры: длина- 9,3,м; ширина- 2,8,м; высота- 3,7,м. Масса машины- 14,т.

Форвардер Брюннет-Мини 672.

Машина имеет восемь ведущих колёс, установленных попарно на четырёх тележках. На форвардере установлен четырёхцилиндровый дизельный двигатель, мощностью 57,кВт. Масса машины 8,5,т, грузоподъемность 7,5,т. Форвардер имеет манипулятор, который установлен на силовом каркасе ограждения кабины. Наибольший вылет стрелы манипулятора до 7,5,м, грузовой момент 55,кН.м, площадь захвата- 0,35,м2, угол поворота- 3600.

Форвардер Вольво БМ Валмет 862.

Машина имеет шесть ведущих колёс. На ней установлен четырёхцилиндровый дизельный двигатель с турбонаддувом, мощностью- 68,кВт.

Грузоподъёмность форвардера- 9,т, при собственной массе машины- 11,95,т. Скорость форвардера до 24,км/ч.

Форвардер Terri 2020D.

Малогабаритный форвардер Terri 2020D состоит из трактора и прицепа, на колёса которого надеты гусеничные цепи. Трактор оснащен трёхцилиндровым дизельным двигателем, мощностью- 17,кВт.

При общей длине 7000—7450,мм, ширина трактора составляет- 1400,мм, прицепа- 1420,мм. Масса трактора- 1380,кг, прицепа- 310,кг. Грузоподъёмность форвардера- 1,7,т.

На форвардере установлен телескопический манипулятор.

Машина рассчитана на трелёвку тонкомерного леса, с её помощью можно трелевать и крупный пиловочник, однако это требует ограничения в диаметре и длине сортиментов (не более 60,см и 3,м соответственно).

В качестве североамериканских форвардеров можно отметить новую модель, выпущенную фирмой “Гафнер Машин” (США)- модель 5510. это колёсная машина с шарнирно-сочлененной рамой, оснащенная коником и погрузочным устройством манипуляторного типа. Новая модель отличается от ранее выпущенных экономичным расходом топлива, более низким центром тяжести, увеличенным крутящим моментом. Грузоподъёмность машины- 6350,кг. Грузоподъёмность стрелы на полном вылете до 1179,кг, а на вылете 2,4,м- 2041,кг.

Форвардеры выпускала и фирма “Тимберджек“, к ним относятся две модели:“230-8 Топ“ и “520А-15 Топ“, известен также форвардер “Три Фармер С71 Турбо“.[1],[4]

Зарубежные машины превосходят отечественные аналоги по многим показателям: это и технические характеристики, и по удобству обслуживания и ремонту, по комфортабельности работы оператора, и по многим другим показателям. Также за рубежом выпускается широкий спектр лесозаготовительных машин, из которого можно выбирать машины, применительно для данных условий производства. Однако разработанные отечественные конструкции лесных машин не во многом уступают зарубежным образцам, а относительно невысокая стоимость и низкие эксплуатационные расходы делают эти машины конкурентоспособными по сравнению с импортной техникой аналогичного класса. Также при дальнейшем обслуживании зарубежные машины обходятся намного дороже, чем отечественные образцы, так как на закупку запасных частей требуются очень большие затраты.

3 ВЫБОР УЗЛОВ ТРАНСМИССИИ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

3.1 Классификация трансмиссий

Трансмиссии лесных машин классифицируются по типу передач, с помощью которых происходит изменение передаточного числа.

Существуют трансмиссии с механическими, гидравлическими и электрическими передачами, но в чистом виде две последние передачи обычно не применяются. Наряду с электрическими и гидравлическими агрегатами в этих трансмиссиях имеются и механические передачи. Поэтому трансмиссии подразделяются на:

* механические;
* гидромеханические;
* гидрообъёмные;
* электромеханические.

Наибольшее распространение на современных отечественных и зарубежных автомобилях и тракторах получили механические и гидрообъёмные трансмиссии.

3.1.1. Электромеханическая трансмиссия

Электрические передачи находят применение в основном на машинах большой мощности. При малых мощностях они получаются переутяжелёнными и имеют низкий КПД. Применяются электромеханические трансмиссии постоянного и переменного тока. Электромеханические трансмиссии обладают преимуществами:

* плавно, бесступенчато изменяют крутящий момент;
* имеют упрощенную механическую часть привода;
* меньшая масса трансмиссии на единицу массы машины для автомобилей с двигателем мощностью более 700…800,кВт.

Несмотря на ряд преимуществ, электропередача пока не получила широкого распространения на автомобилях и тракторах из-за следующих недостатков: больших масс агрегатов трансмиссий, превышающих массы механических и гидравлических трансмиссий; сравнительно низкого КПД; большого расхода дорогостоящих материалов; высокой стоимости изготовления; относительно больших величин неподрессоренных масс.

3.1.2. Гидромеханическая трансмиссия.

Гидромеханические трансмиссии включают гидравлические и механические преобразователи крутящего момента. В практике автотракторостроения распространение получили гидромеханические трансмиссии с гидромеханическими трансформаторами, при этом возможно последовательное и параллельное соединение их с механической частью трансмиссии.

В качестве механических ступеней в гидромеханических трансмиссиях используются планетарные редукторы, ступенчатые коробки передач с переключением передач, как с разрывом, так и без разрыва потока мощности. Механическая часть гидромеханической трансмиссии от гидротрансформатора до двигателя машины одинакова с механической трансмиссией.

Основные достоинства гидромеханических трансмиссий:

* автоматическое и непрерывное изменение силы тяги на каждой передаче в соответствии с сопротивлением движению;
* меньшее число ступеней, сокращающее число переключений, что существенно облегчает работу водителя.

Вместе с тем гидродинамические передачи обладают рядом существенных недостатков: пониженным максимальным значением КПД и значительным снижением его при изменении режимов работы, что приводит к повышению расхода топлива; усложненной конструкцией трансмиссии в целом из-за введения дополнительного агрегата (гидротрансформатора); обеспечения охлаждения рабочей жидкостью и, как следствие, повышение стоимости машины.

3.1.3. Гидрообъёмная трансмиссия.

Гидрообъёмная трансмиссия- это устройство для передачи движения, в состав которого входит объёмный гидропривод.

Мощность двигателя в такой трансмиссии передаётся ведущим органам машины от перемещения замкнутого объёма жидкости между вытеснителями насоса и гидроматора. Ряд положительных свойств гидрообъёмной трансмиссии в сочетании с широким применением гидрофицированного технологического оборудования способствует использованию этих передач в конструкциях как зарубежных, так и отечественных лесозаготовительных машин. К достоинствам гидрообъёмных передач, при использовании их в качестве основных агрегатов трансмиссий, относятся:

* бесступенчатое регулирование скорости и плавность передачи крутящего момента;
* реверсивность и возможность двигателя на малых “ползучих” скоростях;
* удобство компоновки и минимальное использование механических звеньев;
* возможность объединения гидропривода с механизмом поворота;
* лёгкость управления его автоматизации.

Наряду с достоинствами, эти передачи имеют ряд существенных недостатков: снижение КПД трансмиссии при больших диапазонах регулирования и, как следствие, неэкономичность длительной работы машины на режимах, не соответствующих номинальным нагрузкам; несколько большая масса трансмиссии на единицу передаваемой мощности; более высокая стоимость трансмиссии.

Для лесных машин, имеющих гидрофицированное рабочее оборудование, этот тип трансмиссий наиболее перспективен.

3.1.4 Механическая трансмиссия

Механические трансмиссии отличает простота конструкции, надёжность, высокий КПД, низкая стоимость. Масса этих трансмиссий значительно ниже, чем у других типов передач.

Существенные недостатки механических трансмиссий: ступенчатое регулирование передаточного числа, разрыв силового потока и ударные нагрузки при переключениях передач; трудность управления; сложность компоновки на многоприводных машинах.

Хотя механические передачи имеют существенные недостатки, но, тем не менее, перечисленные положительные качества механических трансмиссий обуславливают их повсеместное применение на современных лесных машинах. [17]

В разрабатываемой лесотранспортной машине применяем механическую трансмиссию.

 3.2 Общие сведения о разрабатываемой лесотранспортной машине

В качестве базовой машины для разрабатываемой лесотранспортной машины используется модифицированный трактор Т-25А1, краткая техническая характеристика которого представлена в таблице 3.1.

Таблица 3.1. Краткая техническая характеристика трактора Т-25А1

|  |  |
| --- | --- |
| Показатели | Т-25А1 |
| Тип трактора | Универсально-пропашной |
| Тяговый класс, кН | 6 |
| Модель двигателя | Д-21А1 |
| Номинальная мощность двигателя, кВт | 18,50 |
| Номинальная частота вращения коленчатого вала, об./мин | 1800 |
| Максимальный крутящий момент, Н.м | 122 |
| Частота вращения вала отбора мощности, об./мин | 549 |
| Гидронавесная система:  - масляный насос | НШ-10ЕЛ |
|  - распределитель  | Р75-В2 |
| Продольная база трактора, мм | 1775 |
| Наименьший радиус поворота, м | 3,6 |
| Масса трактора, кг: - конструктивная | 1600 |
|  - эксплуатационная | 1725 |
| Расчетные скорости движения без буксования при номинальной мощности двигателя (км/ч, числитель) и соответствующее им тяговое усилие (кН, знаменатель): - первая передача | 6,40/7,74 |
|  - вторая передача | 8,10/5,76 |
|  - третья передача | 9,40/4,70 |
|  - четвёртая передача | 11,90/3,38 |
|  - пятая передача  | 14,90/2,36 |
|  - шестая передача | 21,90/1,06 |
| Размер шин, мм: - передних колёс | 170 - 406 |
|  - задних колёс | 240 - 813 |

Модифицированный колёсный трактор представляет собой одноосный моторный модуль базового трактора Т-25А1 в агрегате с активным полуприцепом. Для переналадки базового сельскохозяйственного трактора в одноосный модуль с него снимается передний мост с колёсами, рулевой механизм и передаточные детали рулевого механизма. Задние ведущие колёса трактора перемещают вперёд путём поворота бортовых передач, что обеспечивает лучшее распределение нагрузок на колёса трактора и полуприцепа.

Активный полуприцеп состоит из двух полурам соединённых универсальным шарниром, среднего и заднего ведущих мостов и колёс. Передняя полурама жестко крепится к корпусу трактора. На задней полураме монтируются ведущие мосты с тормозами и конечными передачами.

Универсальный шарнир, соединяющий полурамы полуприцепа, обеспечивает их взаимный поворот вокруг вертикальной и горизонтальной осей, это позволяет улучшить конструкцию рулевого управления и улучшить маневренность машины.

Поворот колёсного трактора в агрегате с активным полуприцепом осуществляется с помощью силовых гидроцилиндров, за счёт складывания полурам полуприцепа, то есть относительного их углового перемещения в горизонтальной плоскости вместе с осями ведущих колёс.

3.3 Разработка компоновочно-кинематической схемы лесотранспортной машины

В целях уменьшения стоимости изготовления лесотранспортной машины, сокращения номенклатуры деталей, упрощения эксплуатации и ремонта разрабатываемой машины, необходимо подобрать узлы трансмиссии от уже существующих конструкций.

Унификация машины достигается за счет того, что такие узлы как картер среднего и заднего ведущих мостов, главная передача, сдвоенная обгонная муфта, полуоси, карданные передачи заимствованы от переднего ведущего моста сельскохозяйственного трактора Т-40АМ. Тормоза и конечные передачи унифицированы с тормозами и конечными передачами базового трактора Т-25А1. Оригинальными узлами являются передняя и задняя полурамы, а также синхронизирующий редуктор. [3]

Кинематическая схема лесотранспортной машины представлена на рис. 3.1.

Привод среднего и заднего мостов полуприцепа осуществляется от дифференциала трактора с помощью синхронизирующего редуктора, установленного на корпусе главной передачи. От синхронизирующего редуктора через карданные передачи. Крутящий момент передаётся на средний и задний ведущие мосты, которые имеют в качестве дифференциала сдвоенную обгонную муфту двустороннего действия храпового типа. Обгонная муфта автоматически включает привод колёс полуприцепа, когда буксование колёс трактора превысит четыре процента.

Передаточное число синхронизирующего редуктора выбирается с расчетом, чтобы крутящий момент передавался на колёса полуприцепа, при буксовании колёс трактора более четырёх процентов. При меньшем буксовании колёс трактора полуприцепа колёса полуприцепа являются ведомыми. Таким образом, при движении машины по плотному грунту, обеспечивающему большой коэффициент сцепления, крутящий момент передаётся только передним колёсам машины, причем за счет симметричного дифференциала крутящий момент передаётся равномерно на оба колеса, и в этом случае тяговое усилие обеспечивают только передние колёса. При движении же по бездорожью, когда коэффициент сцепления с грунтом снижается, а буксование увеличивается, крутящий момент распределяется на все колёса лесотранспортной машины.

Из перечисленного выше следует, что применение обгонной муфты значительно повышает проходимость лесотранспортной машины и позволяет ей успешно преодолевать различные препятствия: пни, лежащие деревья, глубокий снег и др. [3].

 3.4 Расчет и построение тяговой характеристики

Для построения тяговой характеристики определяем на каждой передаче скорость движения Vа и свободную силу тяги при соответствующих им частотам вращения двигателя.

3.4.1 Определение скорости движения [16]

 (3.1)

где r- радиус колёс машины, м;

 Um- передаточное число трансмиссии на соответствующей передаче;

 n- частота вращения, мин –1.

3.4.2 Определение свободной силы тяги [16]

(3.2)

где Рw- сопротивление воздушной среды, Н (так как скорость движения машины меньше 25 км/ч, то сопротивление воздушной среды не учитываем);

 Рк - касательная сила тяги, Н;

 (3.3)

где β- коэффициент, учитывающий затраты мощности на привод вспомогательных агрегатов, β=0,08 [16];

 η- КПД трансмиссии, η=0,8 [16];

 Ме - крутящий момент двигателя, Н.м [16],

, (3.4)

где Nе. - мощность двигателя, кВт [16],

 (3.5)

где Nен - максимальная мощность двигателя, NЕ=18,5 кВт;

 nен - частота вращения, соответствующая максимальной мощности, nе.=1800 мин –1;

 А;В - постоянные коэффициенты Лейдермана, А=0,87, В=1,13 [16].

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.2.

 Таблица 3.2 Параметры тяговой характеристики

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| n,мин -1 | 900 | 1000 | 1100 | 1200 | 1300 | 1400 | 1500 | 1600 | 1700 | 1800 |
| Ne, кВт | 10,96 | 12,22 | 13,42 | 14,54 | 15,56 | 16,46 | 17,22 | 17,83 | 18,26 | 18,5 |
| Ме, Н.м | 116,3 | 116,7 | 116,5 | 115,7 | 114,3 | 112,3 | 109,7 | 106,4 | 102,6 | 98,2 |
| 1 передача, Ump=62.56 |
| Vа,км/ч | 3,14 | 3,49 | 3,85 | 4,19 | 4,54 | 4,89 | 5,24 | 5,59 | 5,94 | 6,29 |
| Ра, Н | 9232,6 | 9264,4 | 9248,5 | 9185,0 | 9074,0 | 8915,1 | 8708,7 | 8446,7 | 8145,1 | 7795,7 |
| 2 передача, Ump=49.50 |
| Vа,км/ч | 3,98 | 4,41 | 4,86 | 5,30 | 5,74 | 6,18 | 6,63 | 7,07 | 7,51 | 7,95 |
| Ра, Н | 7305,2 | 7330,4 | 7317,8 | 7267,6 | 7179,6 | 7054,0 | 6890,7 | 6683,4 | 6444,7 | 6168,3 |
| 3 передача, Ump=42.50 |
| Vа,км/ч | 4,63 | 5,15 | 5,66 | 6,17 | 6,69 | 7,20 | 7,72 | 8,23 | 8,75 | 9,26 |
| Ра, Н | 6272,2 | 6293,7 | 6283,0 | 6239,8 | 6164,3 | 6056,5 | 5916,2 | 5738,3 | 5533,3 | 5296,0 |
| 4 передача, Ump=33.63 |
| Vа,км/ч | 5,85 | 6,5 | 7,15 | 7,8 | 8,45 | 9,10 | 9,75 | 10,40 | 11,05 | 11,70 |
| Ра, Н | 4963,1 | 4980,2 | 4971,7 | 4937,5 | 4877,8 | 4792,4 | 4681,5 | 4540,7 | 4378,5 | 4190,7 |
| 5 передача, Ump=24.28 |
| Vа,км/ч | 8,11 | 9,01 | 9,91 | 10,81 | 11,71 | 12,61 | 13,51 | 14,41 | 15,31 | 16,21 |
| Ра, Н | 3583,3 | 3595,6 | 3589,4 | 3564,8 | 3521,6 | 3460,0 | 3380,0 | 3278,2 | 3161,2 | 3025,6 |
| 6 передача, Um=16.45 |
| Vа,км/ч | 11,96 | 13,29 | 14,62 | 15,95 | 17,28 | 18,61 | 19,94 | 21,27 | 22,60 | 23,93 |
| Ра, Н | 2427,7 | 2436,1 | 2431,9 | 2415,2 | 2386,0 | 2344,2 | 2290,0 | 2221,0 | 2141,7 | 2050,0 |

По результатам расчетов строим тяговую характеристику (рис.3.2).

Рисунок 3.2- Тяговая характеристика лесотранспортной машины

#####  4 РАСЧЕТ СИНХРОНИЗИРУЮЩЕГО РЕДУКТОРА

4.1 Конструкция синхронизирующего редуктора

Синхронизирующий редуктор состоит из пары цилиндрических шестерен Z28 и Z29 и из пары конических шестерен Z30 и Z31 (см. рис. 3.1).

Промежуточная шестерня Z28 входит в зацепление с шестернёй Z16 дифференциала главной передачи трактора и с шестернёй Z29 синхронизирующего редуктора.

4.2 Выбор передаточного числа синхронизирующего редуктора

Передаточное число синхронизирующего редуктора выбираем из условия включения обгонной муфты [3]:

 (4.1)

где iс.р.- передаточное число синхронизирующего редуктора;

 iс.рп.- передаточное число главной передачи ведущих мостов полуприцепа, iс.рп=4,33 [3];

iк.п.тр.; iк.п.п.- передаточные числа конических передач, соответственно ведущих мостов трактора и полуприцепа, iк.п.тр.=iк.п.п.=4,75 [3];

кп- коэффициент, обеспечивающий превышение на 4% общего передаточного числа к колёсам ведущих мостов полуприцепа над передаточным числом к колёсам ведущего моста трактора, кп=1,04 [3].



Предварительно выбираем числа зубьев шестерён:

Z31=23; Z30=30; Z29=27; Z28=27 [3].

Тогда фактическое передаточное число синхронизирующего редуктора находим по формуле:

 (4.2)

где Z16- число зубьев шестерни дифференциала главной передачи трактора, Z16=59 [3].

.

4.3 Определение крутящего момента и частоты вращения валов синхронизирующего редуктора

Принимаем, что крутящий момент распределяется между передним мостом и полуприцепом в соответствии 50/50.

4.3.1 Определение крутящего момента на выходном валу синхронизирующего редуктора

, (4.3)

где Ft- максимальное тяговое усилие, Ft=7740,Н;

r- радиус колёс, r=0,580,м;

iц.;iк.- передаточные числа цилиндрической и конической передач синхронизирующего редуктора соответственно,

 iц.=0,424,iк.=0,571;

ηц;ηк- КПД цилиндрической и конической передач соответственно,

 ηц=0,97,ηк=0,96.



4.3.2 Определение крутящего момента на промежуточном валу синхронизирующего редуктора

 (4.4)



При дальнейшем расчете считаем, что выходной вал редуктора является первым валом, а промежуточный вал является вторым валом, то есть Твых.=Т1=106,5,Н.м, Тп=Т2=194,3,Н.м.

Тогда передаточные числа цилиндрической и конической передач находим по формулам:

, (4.5)

, (4.6)

где Uц.;Uк.- передаточные числа соответственно цилиндрической и конической передач.



.

4.3.3 Определение частоты вращения первого вала синхронизирующего редуктора

, (4.7)

где V- скорость трактора, V=1,78,м/с (см. табл. 3.1).

.

4.3.3 Определение частоты вращения второго вала синхронизирующего редуктора

 (4.8)

.

4.4 Расчет конической передачи

4.4.1 Выбор материала зубчатых колёс

Выбираем Сталь 40Х. Термическая обработка- закалка в масле и отпуск, твёрдость по Бринеллю НВ 320…340 [18].

4.4.2 Определение допускаемых напряжений

а.) допускаемое коническое напряжение:

 (4.9)

где σн lim b- предел контактной выносливости поверхности зубьев, МПа

 σн lim b=2.НВ+70, (4.10)

 σн lim b=2.340+70=750;

 Sн- коэффициент безопасности, принимаем Sн=1,15 [11];

 KHL- коэффициент долговечности, принимаем KHL=1,1 [11].



б.) допускаемое напряжение на изгиб зубьев

, (4.11)

где σf lim b- предел выносливости зубьев на изгиб, МПа

 σн lim b=1,8.НВ, (4.12)

 σн lim b=1,8.340=612;

 SF- коэффициент безопасности, принимаем SF=1,7 [11];

 KFL- коэффициент долговечности, принимаем KFL=1 [11];

 КFC- коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, принимаем КFC=0,75 [11].



в.) допускаемое максимальное контактное напряжение при перегрузке зубьев:

, (4.13)

где σт- предел текучести материала зубьев при растяжении, принимаем σт=700,МПа [18].



г.) допускаемое максимальное напряжение на изгиб зубьев при перегрузке:

, (4.14)

.

4.4.3 Определение внешнего делительного диаметра колеса

Расчет конической передачи ведём по методике изложенной в [11].

, (4.15)

где кнβ- коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца, принимаем кнβ=1,1 (из табл. 1.5 [11]);

кве- коэффициент ширины зубчатого венца по внешнему конусному расстоянию, принимаем кве=0,285 [11].

.

Округляем до стандартного значения, dе2 =105,мм.

4.4.4 Определение внешнего модуля зацепления

 (4.16)

.

Округляем модуль до стандартного значения, mе=3,5.

4.4.5 Определение внешнего конусного расстояния

 (4.17)

где δ2- угол делительного конуса колеса,

, (4.18)

.



4.4.6 Определение ширины венца колёс

 (4.19)



Принимаем в=16,мм.

4.4.7 Определение среднего конусного расстояния

 (4.20)



4.4.8 Определение среднего модуля зацепления

 (4.21)

где δ1- угол делительного конуса шестерни,

 (4.22)

.



4.4.9 Определение геометрических размеров зубчатого зацепления

а.) внешний делительный диаметр шестерни:

 (4.23)



б.) средние делительные диаметры:

* шестерни

 (4.24)



* колеса

 (4.25)



в.) внешние диаметры вершин зубьев:

* шестерни

 (4.26)



* колеса

 (4.27)



г.) внешние диаметры впадин зубьев:

* шестерни

 (4.28)



* колеса

 (4.29)



д.) угол головки зуба:

 (4.30)

.

е.) угол ножки зуба:

 (4.31)

.

ж.) углы конусов вершин зубьев:

* шестерни

 (4.32)



* колеса

 (4.33)



4.4.10 Определение окружной скорости колёс

, (4.34)

.

4.4.11 Определение сил действующих в зацеплении конической передачи

Силы, действующие в зацеплении конической передачи, показаны на рисунке 4.1

Рисунок 4.1- Силы в зацеплении конической передачи

а.) окружная сила на шестерне (колесе):

 (4.35)



б.) осевая сила на колесе (радиальная на шестерне):

 (4.36)

где Fr1- радиальная сила на шестерне, Н;

 Fa2- осевая сила на колесе, Н;

 αw- угол зацепления, αw=200.



в.) осевая сила на шестерне (радиальная на колесе):

 (4.37)

где Fr2- радиальная сила на колесе, Н;

 Fa1- осевая сила на шестерне, Н;

 αw- угол зацепления, αw=200.



4.4.12 Проверка зубьев по контактному напряжению

 (4.38)

где σн- расчетное контактное напряжение;

 [σн]- допускаемое контактное напряжение, см. п. 4.4.2;

 кнv- коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, принимаем

 кнv=1.1 (табл. 1.10 [11]).



σн=652,2,МПа < 717,4,МПа – условие выполняется.

4.4.13 Проверка зубьев на изгибную прочность

 (4.39)

где σf – напряжение на изгиб у основания зуба;

 [σf]- допускаемое напряжение на изгиб, см. п. 4.4.2;

 кfv- коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, принимаем кfv=1.2 (табл. 1.10 [11]);

 кf β- коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине

 венца, принимаем кf β=1,2 (таблица 1.5 [11]);

 yf – коэффициент формы зуба, принимаем yf =4 [11].



 Условие выполняется.

4.4.14 Проверка зубчатых колёс на перегрузку

а.) проверка зубьев по максимальному контактному напряжению:

, (4.40)

где кпер.- коэффициент перегрузки, кпер.=2;

 [σнmax]- допускаемое максимальное контактное напряжение при

 перегрузке зубьев, [σнmax]=1960, МПа.

.

σнmax=922,МПа < [σнmax]=1960,МПа – условие выполняется.

б.) проверка зубьев по максимальному напряжению на изгиб:

 (4.41)

где [σfmax]- допускаемое напряжение на изгиб зубьев при перегрузке,

 [σfmax]=560,МПа.

.

σfmax=290,МПа < [σfmax]=560,МПа – условие выполняется.

4.5 Расчет цилиндрической передачи

Цилиндрическая передача состоит из шестерён Z28 и Z29 (смотрите рисунок 3.1).

Промежуточная шестерня Z28 служит для соединения и изменения направления вращения шестерни дифференциала Z16 и шестерни синхронизирующего редуктора Z29. Промежуточная шестерня не влияет на изменение передаточного числа, поэтому её можно изготовить любого размера, принимаем, что числа зубьев шестерён Z28 и Z29 равны (Z28=Z29=27).

Модуль шестерён Z28 и Z29 должен быть таким же, как и у шестерни Z16 дифференциала главной передачи, то есть m=3.

4.5.1 Выбор материала для цилиндрической передачи

Для изготовления шестерён назначаем такой же материал, что и для шестерён конической передачи.

Материал- Сталь 40Х. Термическая обработка- закалка в масле и отпуск, твёрдость по Бринеллю НВ 320…340 [18].

4.5.2 Определение геометрических размеров цилиндрической передачи [11]

а.) делительный диаметр:

 (4.42)

.

б.) диаметр вершин зубьев:

 (4.43)



в.) диаметр впадин зубьев:

 (4.44)



4.5.3 Определение сил действующих в зацеплении цилиндрической передачи[11]

а.) окружная сила:

 (4.45)



б.) радиальная сила:

 (4.46)

где α- угол зацепления, α=200.



4.5.4 Определение ширины венца зубчатых колёс

 (4.47)

где в- ширина венца цилиндрической шестерни, принимаем в=35,мм;

 в1- ширина венца промежуточной шестерни.



Принимаем в1=38 мм.

4.5.5 Проверка зубьев по контактную напряжению

 (4.48)

где σн- расчетное контактное напряжение, МПа;

 [σн]- допускаемое контактное напряжение, МПа ([σн]=717,4 МПа

 см. п. 4.4.2);

 кнv- коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, принимаем

 кнv=1.04 (табл. 1.10 [11]);

 кнβ- коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, принимаем кнβ=1,07 [11].



σн и [σн] приблизительно равны (перегрузка Δ=0,5%) что допускается.

4.5.6 Проверка зубьев на изгибную прочность

  (4.49)

где σf – расчетное напряжение на изгиб зубьев, МПа;

 [σf]- допускаемое напряжение на изгиб зубьев, [σf]=270 МПа см. п. 4.4.2;

 кfv- коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, принимаем кfv=1.1 (табл. 1.10 [11]);

 кf β- коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине

 венца, принимаем кf β=1,15 (таблица 1.5 [11]);

 yf – коэффициент учитывающий влияние формы зуба, принимаем yf =3,9 [11].

.

4.5.7 Проверка зубчатых колёс на перегрузку

а.) проверка зубьев по максимальному контактному напряжению:

, (4.50)

где кпер.- коэффициент перегрузки, кпер.=2;

 [σнmax]- допускаемое максимальное контактное напряжение при

 перегрузке зубьев, [σнmax]=1960, МПа.

.

σнmax=1020,МПа < [σнmax]=1960,МПа – условие выполняется.

б.) проверка зубьев по максимальному напряжению на изгиб:

 (4.51)

где [σfmax]- допускаемое напряжение на изгиб зубьев при перегрузке,

 [σfmax]=560,МПа см.п. 4.4.2.

.

σfmax=301,МПа < [σfmax]=560,МПа – условие выполняется.

4.6 Компоновка синхронизирующего редуктора и определение его основных размеров

Компоновочная схема синхронизирующего редуктора выполнена на рисунке 4.2. Корпус редуктора выполнен сварным из листовой стали Ст 5 ГОСТ 380-88.

Рисунок 4.2- Компоновочная схема синхронизирующего редуктора

Определим основные размеры синхронизирующего редуктора:

 (4.52)



принимаем а=45 мм.

 (4.53)



принимаем l1=80 мм.

 (4.54)



4.7 Расчет валов синхронизирующего редуктора

4.7.1 Выбор материала и определение допускаемых напряжений

Материал для валов выбираем такой же, как для зубчатых колёс. Сталь 40Х. Термическая обработка- закалка в масле и отпуск, твёрдость по Бринеллю НВ 320…340, предел прочности которой: σв=950 МПа, а предел текучести: σт=700 МПа [18].

Определение допускаемых напряжений:

а.) на изгиб:

 (4.55)

где σ-1- предел выносливости на изгиб,

 (4.56)



 [n]- допускаемый коэффициент запаса прочности, принимаем [n]=2,5

 [12];

 к- коэффициент концентрации напряжений, принимаем к=1,6 [12].



б.) на кручение:

, (4.57)

.

4.7.2 Определение сил, действующих на валы синхронизирующего редуктора

На рисунке 4.3 представлены силы, действующие на валы синхронизирующего редуктора.

Рисунок 4.3- Силы, действующие на валы синхронизирующего редуктора

4.7.3 Расчет первого вала синхронизирующего редуктора

Исходные данные:

Частота вращения вала- n1=580,3 мин –1;

Крутящий момент на валу Т1=106,5 Н.м;

Силы действующие в зацеплении зубчатых колёс: Ft1=2766,2 Н, Fa1=499,5 Н, Fr1=874,2 Н.

Расчет ведём по методике изложенной в [13].

4.7.3.1 Определение реакций опор от сил, действующих на вал в вертикальной плоскости (смотрите рисунок 4.5а)

а.) реакция опоры А:

  (4.58)

 ,

 где l, l1,l2- соответствующие размеры вала (смотрите рисунок 4.5а)

 принимаем l=125 мм; l1=45 мм; l2=80 мм;

.

б.) реакция опоры В:

  (4.59)

,

.

4.7.3.2 Определение изгибающих моментов от сил, действующих в вертикальной плоскости

 (4.60)

где Мв1- изгибающий момент в сечении 1 (см. рис. 4.5а).

.

Строим эпюру изгибающих моментов от сил, действующих в вертикальной плоскости (см. рисунок 4.5б).

4.7.3.3 Определение реакций опор от сил, действующих в горизонтальной плоскости (смотрите рисунок 4.5в)

а.) реакция опоры А:

  (4.61)

,

.

б.) реакция опоры В:

  (4.62)

,

.

4.7.3.4 Определение изгибающих моментов от сил, действующих в горизонтальной плоскости

 (4.63)

где Мг1- изгибающий момент в сечении 1, от сил действующих в горизонтальной плоскости (см. рисунок 4.5а)



Строим эпюру изгибающих моментов от сил, действующих в горизонтальной плоскости (смотрите рисунок 4.5г).

4.7.3.5 Определение полных реакций опор

а.) реакция опоры А:

 (4.64)



б.) реакция опоры В:

 (4.65)



4.7.3.6 Определение суммарных изгибающих моментов

 (4.66)

где М1- суммарный изгибающий момент в сечении 1



Строим эпюру суммарных изгибающих моментов (смотрите рисунок 4.5д).

4.7.3.7 Определение эквивалентных моментов

 (4.67)

где Мv1- эквивалентный момент в сечении 1, Н.мм;

 Т1- крутящий момент на валу, Т1=106,5 Н.м.



Строим эпюру эквивалентных моментов (см. рисунок 4.5е).

4.7.3.8 Определение диаметра вала в опасном сечении

Опасным сечением является сечение 1 (см. рисунок 4.5а).

 (4.68)

где d- диаметр вала в опасном сечении, мм;

 [σ-1u]- предел выносливости на изгиб зубьев,[σ-1u]=106,9 МПа.



Принимаем d=30 мм, с учетом применения шлицевого соединения.

Вал изготавливается заодно с шестернёй. Чертёж вала-шестерни представлен на рисунке 4.4.

Рисунок 4.5- Расчетная схема первого вала

а- силы, действующие на вал в вертикальной плоскости;

б- эпюра моментов от сил в вертикальной плоскости;

в- силы, действующие на вал в горизонтальной плоскости;

г- эпюра моментов от сил в горизонтальной плоскости;

д- эпюра суммарных изгибающих моментов;

е- эпюра крутящего момента.

4.7.4 Расчет второго вала синхронизирующего редуктора

Исходные данные:

Частота вращения вала- n2=331,6 мин –1;

Крутящий момент на валу Т2=194,3 Н.м;

Силы, действующие в зацеплении зубчатых колёс: Ft2=2766,2 Н, Fa2=874,2 Н, Fr2=499,5 Н, Ft3=5181,4 Н, Fr3=1885,9 Н.

Расчет ведём по методике изложенной в [13].

4.7.4.1 Определение реакций опор от сил, действующих на вал в вертикальной плоскости (смотрите рисунок 4.7а)

а.) реакция опоры А:

  (4.69)

 

 где l, l1,l2,l3- соответствующие размеры вала (смотрите рисунок 4.7а)

 принимаем l=205 мм; l1=45 мм; l2=110 мм; l3=50 мм.

.

б.) реакция опоры В:

  (4.70)

,

.

4.7.4.2 Определение изгибающих моментов от сил, действующих в вертикальной плоскости

 (4.71)

 (4.72)

где Мв1,Мв2- изгибающие моменты в сечениях 1 и 2 соответственно (смотрите рисунок 4.7а).

.



Строим эпюру изгибающих моментов от сил, действующих в вертикальной плоскости (см. рисунок 4.7б).

4.7.4.3 Определение реакций опор от сил, действующих в горизонтальной плоскости (смотрите рисунок 4.7в)

а.) реакция опоры А:

  (4.73)

,

.

б.) реакция опоры В:

  (4.74)

,

.

4.7.4.4 Определение изгибающих моментов от сил, действующих в горизонтальной плоскости

 (4.75)

 (4.76)

где Мг1,Мг2- изгибающие моменты в сечениях 1 и 2 соответственно, от сил действующих в горизонтальной плоскости (смотрите рисунок 4.7а)





Строим эпюру изгибающих моментов от сил, действующих в горизонтальной плоскости (смотрите рисунок 4.7г).

4.7.4.5 Определение полных реакций опор

а.) реакция опоры А:

 (4.76)



б.) реакция опоры В:

 (4.77)



4.7.4.6 Определение суммарных изгибающих моментов

 (4.78)

 (4.79)

где М1,М2- суммарные изгибающие моменты соответственно в сечениях 1 и 2, Н.мм





Строим эпюру суммарных изгибающих моментов (смотрите рисунок 4.7д).

4.7.4.7 Определение эквивалентных моментов

 (4.80)

 (4.81)

где Мv1, Мv2- эквивалентные моменты в сечениях 1 и 2 соответственно, Н.мм;

 Т2- крутящий момент на валу, Т2=194,3 Н.м.





Строим эпюру эквивалентных моментов (см. рис. 4.7е).

4.7.4.8 Определение диаметра вала в опасном сечении

Опасными сечениями являются сечения 1 и 2 (см. рис. 4.7а).

 (4.82)

 (4.83)

где d1,d2- диаметры вала в опасных сечениях 1 и 2, мм;

 [σ-1u]- предел выносливости на изгиб зубьев,

 [σ1u]=106,9 МПа.





Принимаем d1=d2=38 мм, с учетом применения шлицевого соединения. Чертёж вала представлен на рисунке 4.6.

 Рисунок 4.7- Расчетная схема второго вала

а- силы, действующие на вал в вертикальной плоскости;

б- эпюра моментов от сил в вертикальной плоскости;

в- силы, действующие на вал в горизонтальной плоскости;

г- эпюра моментов от сил в горизонтальной плоскости;

д- эпюра суммарных изгибающих моментов;

е- эпюра крутящего момента.

4.8 Расчет оси промежуточной передачи

Расчетная схема оси представлена на рисунке 4.8

Рисунок 4.8- Расчетная схема оси

а- силы, действующие на ось в вертикальной плоскости;

б- эпюра моментов от сил в вертикальной плоскости.

4.8.1 Определение реакций опор

Расчет ведём только в вертикальной плоскости, так как радиальные силы равны и направлены друг против друга.

 (4.84)



4.8.2 Определение изгибающего момента в сечении 1

 (4.85)

где l- длина оси, принимаем l=60 мм.



4.8.3 Определение диаметра оси

 (4.86)



Принимаем d=20 мм.

4.9 Выбор подшипников для валов синхронизирующего редуктора

4.9.1 Подбор подшипников для вала-шестерни

 Исходные данные:

диаметр вала в месте посадки подшипника- d=40 мм;

частота вращения вала- n=580,3 мин –1;

суммарные реакции на опорах: FA=RA=4611,1 Н, FB=RB=1719,6 Н (см. п. 4.7.3.5);

осевая нагрузка- FA=499,5 Н;

долговечность подшипников- LH=8000…12000 часов.

Схема нагружения вала представлена на рисунке 4.9.

Рисунок 4.9- Схема нагружения вала-шестерни

4.9.1.1 Подбор типоразмера подшипника

Выбор подшипников и их расчет ведём по методике изложенной в [13].

Так как осевая нагрузка значительно меньше радиальной, выбираем радиальные шарикоподшипники средней серии № 408, у которых динамическая грузоподъемность- С=48500 Н, статистическая грузоподъёмность - С0=36300 Н.

4.9.1.2 Вычисляем параметр осевого нагружения

 (4.87)



По таблице 2.6 [13] находим l=0,19.

4.9.1.3 Определяем коэффициент радиальной и осевой нагрузок

Подбор ведём по более нагруженной опоре, то есть А.

 (4.88)

где V- коэффициент вращения, принимаем V=1,0.



0,108 < l = 0,19, тогда по табл. 2.6 х=1,0; у=0.

4.9.1.4 Определяем эквивалентную нагрузку

  (4.89)

где кδ- коэффициент безопасности, принимаем кδ=1,3, из таблицы 2.7 [13];

 кт- температурный коэффициент, принимаем кт=1,0 [13].



4.9.1.5 Определяем долговечность подшипника

 (4.90)



Полученная долговечность подшипника соответствует рекомендуемым значениям.

4.9.1.6 Проверка подшипников по статической грузоподъёмности



 (4.91)

где Р0- эквивалентная статическая нагрузка, Н;

 хо,уо- коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок соответственно, принимаем хо=0,6, уо=0,5 из табл. 2.6 [13].

С учетом двухкратной перегрузки:



Ро < Со=36300 Н – условие выполняется.

4.9.2 Подбор подшипников для второго вала

Исходные данные:

диаметр вала в месте посадки подшипника- d=35 мм;

частота вращения вала- n=331,6 мин –1;

суммарные реакции на опорах: FA=RA=3568,5 Н, FB=RB=4729,4 Н (см. п. 4.7.4.5);

осевая нагрузка- FA=874,2 Н;

долговечность подшипников- LH=8000…12000 часов.

Схема нагружения вала представлена на рисунке 4.10.

Рисунок 4.10- Схема нагружения вала

4.9.2.1 Подбор типоразмера подшипника

Выбор подшипников и их расчет ведём по методике изложенной в [13].

Учитывая большую осевую нагрузку, назначаем радиально-упорный шарикоподшипник средней серии № 36307, для которого динамическая грузоподъемность - С=35500 Н, статистическая грузоподъёмность - С0=27400 Н.

4.9.2.2 Вычисляем параметр осевого нагружения

Находим отношение:

 (4.92)



По таблице 2.6 [13] при FA/C0=0,032 интерполяцией находим l=0,226.

4.9.2.3 Определяем осевые составляющие от радиальных нагрузок

  (4.93)

 (4.94)



.

4.9.2.4 Вычисляем результирующие осевые нагрузки

Принимаем схему установки подшипников ‘враспор’, получаем направление осевой составляющей правого подшипника, совпадающее с направлением внешней осевой нагрузки. Поэтому правая опора будет иметь номер 1, а левая - номер 2 (смотреть рисунок 4.11).

Тогда S1=SB=1068,8 H; S2=SA=806,5 H.

Поскольку S1 > S2 и Fa > 0, тогда по табл. 2.8 [13]:



 (4.95)

.

Рисунок 4.11- Схема установки подшипников “враспор”

4.9.2.5 Уточнение параметров осевого нагружения

Находим отношение:

 (4.96)



По таблице 2.6 [13] при FA2/C0=0,071 интерполяцией находим l=0,39.

4.9.2.6 Определяем коэффициент радиальной и осевой нагрузок

 (4.97)

где V- коэффициент вращения, принимаем V=1,0.



0,22 < l = 0,39, тогда по таблице 2.6 х1=1,0; у1=0.



0,54 > l = 0,39, тогда по табл. 2.6 х2=0,45; у2=1,0015.

4.9.2.7 Вычисление эквивалентных нагрузок на подшипники

 (4.98)

где кδ- коэффициент безопасности, принимаем кδ=1,3, табл. 2.7 [13];

 кт - температурный коэффициент, принимаем кт=1,0 [13].



  (4.99)



4.9.2.8 Определяем долговечность подшипника

Расчет долговечности произведём по более нагруженной опоре, то есть опоре В.

 (4.100)



Полученная долговечность подшипника соответствует рекомендуемым значениям.

4.9.2.9 Проверка подшипников по статической грузоподъёмности

 (4.101)

где Р0- эквивалентная статическая нагрузка, Н;

 хо, уо- коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок соответственно, принимаем хо=0,5, уо=0,46 из табл. 2.6 [13].

С учетом двухкратной перегрузки:



Ро < Со=27400 Н – условие выполняется.

4.9.3 Выбор подшипника скольжения для промежуточной шестерни цилиндрической передачи

В качестве подшипника скольжения выбираем бронзовую втулку. Материал втулки Бр.ОФ 10-1 [18].

4.10 Расчет шлицевых соединений

4.10.1 Расчет шлицевого соединения первого вала синхронизирующего редуктора

Принимаем шлицевое соединение по ГОСТ 1139-80 [18]:

,

где Z=6 – число зубьев;

 d=26,мм – внутренний диаметр вала;

 D=30,мм – наружный диаметр вала;

 b=6,мм – ширина зуба.

Расчет шлицевого соединения по напряжению смятия [18]:

, (4.102)

где σсм. – расчетное напряжения смятия зубьев, МПа;

 Т – крутящий момент на валу, Т=106,5 Н.м;

 [σсм.] – допускаемое напряжение смятия зубьев, принимаем [σсм.]=30,МПа;

 h – рабочая высота прямобочных зубьев, мм.

 (4.103)

где f – размер фаски, f=0,4 мм [18].



 ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами, принимаем ψ=0,75 [18];

 dср. – средний диаметр шлицевого соединения.

 (4.104)



 l – длина поверхности контактов шлицев, l=95 мм.



σсм. < [σсм.]=30 МПа – условие выполняется.

5 РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТ ВНЕДРЕНИЯ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

5.1 Экономическое обоснование расчёта

Опыт создания и применения модификационных колёсных тракторов показывает следующее:

* модификационные колёсные трактора могут широко использоваться в качестве базы для различных лесозаготовительных машин, большой дорожный просвет и шины низкого давления этих модификаций обеспечивают устойчивую работу на различных грунтовых покрытиях, и сохранение подроста;
* ведущие колёса большого диаметра, шарнирно-сочленёная рама, значительный дорожный просвет обеспечивают модификациям более высокую проходимость по сравнению с базовыми сельскохозяйственными тракторами;
* рациональная компоновка и лучшее использование тяговых качеств модифицированных тракторов позволяет увеличить полезную рейсовую нагрузку, а, следовательно, и сменную производительность;
* высокая степень унификации модифицированных тракторов с базовыми тракторами позволяет организовать их производство без значительных капитальных затрат.[3]

Расчет сводится к сравнению экономических показателей лесотранспортной машины на базе трактора Т-25А1 с базовым сельскохозяйственным трактором Т-25А1.

Лесотранспортная машина может использоваться для перевозки различных лесохозяйственных грузов, транспортирования осмола, технологического сырья, дров, отходов лесозаготовок и других грузов.

Расчет приведён на примере использования лесотранспортной машины для транспортировки технологической щепы. В качестве базового варианта используется трактор Т-25А1 с полуприцепом.

Исходные данные:

###  Место расположения………………………………Архангельск

Продолжительность рабочей смены, ч …………………… 8

Коэффициент использования рабочего времени……… 0,86

Тарифная ставка тракториста, руб. ……………………… 3,5

Премии, % ……………………………………………………… 30

Дополнительная заработная плата, % ……………………..20

Число дней в году…………………………………………… 250

Среднее расстояние вывозки, км…………………………… 5

Нагрузка на рейс, м

* базовой машины ………………………………………… 2
* внедряемой машины ……………………………………. 3

5.2 Расчет экономических показателей

Экономический эффект будет складываться из:

* экономии на заработной плате, в результате роста годовой производительности;
* экономии на затратах по содержанию машины.

5.2.1 Расчет экономии затрат по заработной плате

Определение сменной производительности [15]:

 (5.1)

где Т- продолжительность рабочей смены, мин

 Т=480, мин;

 ТОТД- время на отдых и личные надобности, ТОТД=14, мин;

 ТП.З.- время на подготовительно-заключительную работу на смену, ТП.З=36, мин;

 *l0*- расстояние нулевого пробега, *l0* =1, км;

 *t0*- время нулевого пробега в обоих направлениях, *t0* =9, мин;

 к- коэффициент, учитывающий влияние расстояния на среднюю скорость движения, к= 1,3;

 Т1- время пробега 1 км в обоих направлениях, Т1=8,3, мин;

 Т2- время пребывания под погрузкой и разгрузкой, Т2=12, мин;

 Q- нагрузка на рейс,

 базовой машины QБАЗ=2, м3;

 внедряемой машины QВН=3, м3.

 Для базовой машины:



 Для внедряемой машины:



 Определение годовой производительности:

, (5.2)

где Д р. - число дней работы в году, Др. = 250, дней;

 ксм - коэффициент сменности, ксм = 1.

Для базовой машины:



Для внедряемой машины:



Расчет годовых расходов на оплату труда и отчислений на социальные нужды:

**РОТ=ТСч . Др . ксм . кпр . кр.р . кдоп . котч . Тсм ,** (5.3)

где ТСч – тарифная часовая ставка, ТСч=3,5, руб.;

 Тсм – продолжительность рабочей смены, Тсм=8, часов;

 Кпр – коэффициент премий, кпр=1,3;

 Кр.р – коэффициент районного регулирования, кр.р=1,7;

 Кдоп – коэффициент дополнительной заработной платы, кдоп=1,2;

 Котч – коэффициент отчислений на социальные нужды, котч=1,385;

****

Определение удельных расходов по заработной плате с отчислениями на социальные нужды:

, (5.4)

для базовой машины:



для внедряемой машины:



Определение экономии по расходам на оплату труда:

 (5.5)



Определение годовой экономии по расходам на оплату труда:

, (5.6)



Рассчитанные показатели сведены в таблицу 5.1.

##### Таблица 5.1 Экономия затрат по заработной плате

|  |  |
| --- | --- |
| **Показатели** | **Вариант** |
| Базовый | Внедряемый |
| 1. Сменная производительность, м3/см | 12,77 | 19,2 |
| 2. Годовая производительность, м3 | 3192,5 | 4800 |
| 3. Расходы на оплату труда с отчислениями на социальные нужды, руб. | 25711 | 25711 |
| 4. Удельные расходы по заработной плате с отчислениями на социальные нужды, руб | 8,05 | 5,36 |
| 5. Экономия по расходам на оплату труда с отчислениями на социальные нужды, руб/м3 | — | 2,69 |
| 6. Годовая экономия, руб | — | 12912 |

5.2.2 Расчет экономии затрат по содержанию лесотранспортной машины

Определение потребности в топливо-смазочных материалах:

, (5.7)

где Птсм. – потребность в топливо-смазочных материалах, т;

 Нр.см. – норма расхода в топливно-смазочных материалов за смену, кг/маш-см [19];

 Др. – число дней работы в году.

Потребность в топливо-смазочных материалах и их стоимость представлена в таблице 5.2.

Таблица 5.2 Потребность в топливо-смазочных материалах и их стоимость

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вид ТСМ | Норма расхода ТСМ, кг/маш-см. | Потребность в ТСМ в год, т. | Стоимость за 1 т. ТСМ, руб. | Стоимость ТСМ, всего, руб. |
| дизельное топливо | 29,6 | 7,4 | 6000 | 44400 |
| моторное масло для двигателя | 0,89 | 0,2 | 18000 | 3600 |
| моторное масло для гидросистемы | 0,6 | 0,15 | 27000 | 4050 |
| трансмиссионное масло | 0,27 | 0,07 | 15000 | 1050 |
| пластичная смазка | 0,06 | 0,015 | 30000 | 450 |
| Всего: |  |  |  | 53550 |

Стоимость топливо-смазочных материалов на одну машино смену:

, (5.8)



Расчет экономии затрат по содержанию лесотранспортной машины представлен в таблице 5.3.

Таблица 5.3 Расчет экономии затрат по содержанию машины

|  |  |
| --- | --- |
| **Показатели** | **Вариант** |
| Базовый | Внедряемый |
| Сменная производительность, м3/см | 12,77 | 19,2 |
| Годовая производительность, м3 | 3192,5 | 4800 |
| Себестоимость содержания одной машины, руб.  | 309,24 | 399,2 |
| - амортизационные отчисления (12,5% от стоимости трактора) | 200 | 250 |
| - затраты на ТСМ | 71,34 | 107 |
| - затраты на текущий ремонт | 23,2 | 23,2 |
| - прочие затраты (5% от Σ предыдущих) | 14,7 | 19 |
| Удельные затраты на содержание трактора, руб./м3 | 24,216 | 20,78 |
| Экономия по содержанию трактора на 1 м3, руб./м3 | — | 3,436 |
| Годовая экономия затрат, руб. | — | 1397 |

 5.2.3 Определение общей годовой экономии затрат:

, (5.9)



5.2.4 Определение эффективности:

 (5.10)

где к – затраты на модернизацию трактора, принимаем к = 10000, тыс. руб.



5.2.5 Определение срока окупаемости:

, (5.11)



Срок окупаемости – 9 месяцев.

Вывод: Проект по всем показателям является эффективным, окупается в течении девяти месяцев, следовательно, можно рекомендовать использование данных машин для перевозки различных лесохозяйственных грузов.

6 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ В ЧРЕЗВЫЧАЙНЫХ СИТУАЦИЯХ МИРНОГО И ВОЕННОГО ВРЕМЕНИ

Гражданская оборона- система оборонных, инженерно-механических и социальных мероприятий, осуществляемых с целью защиты населения и объектов экономики от опасностей, возникающих в чрезвычайных ситуациях мирного и военного времени.

Ежегодные стихийные бедствия, производственные аварии на объектах экономики и коммунально-энергетических систем могут вызвать: крупномасштабные разрушения, гибель людей, большие потери материальных ценностей. В условиях военного времени масштаб этих бедствий значительно увеличивается. Проведение спасательных и других неотложных работ по ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций и защита населения являются важной задачей гражданской обороны.

Чрезвычайная ситуация- это обстановка на определённой территории, сложившаяся в результате аварии, катастрофы, стихийного бедствия, которые могут повлечь за собой человеческие жертвы, ущерб здоровью людей, значительные материальные потери и нарушение условий жизнедеятельности людей.

Чрезвычайные ситуации мирного времени классифицируются по следующим признакам:

* чрезвычайные ситуации, сопровождающиеся выбросом опасных веществ в окружающую среду;
* чрезвычайные ситуации, связанные с возникновением пожаров, взрывов и их последствий;
* чрезвычайные ситуации на энергетических, транспортных и других коммуникациях;
* чрезвычайные ситуации, связанные со стихийными бедствиями;
* чрезвычайные ситуации, возникающие в результате межнациональных конфликтов.

Чрезвычайные ситуации военного времени подразделяются на две группы. В первую группу входят чрезвычайные ситуации мирного времени. Во вторую группу входят чрезвычайные ситуации, вызванные применением современных средств поражения.

Разрабатываемая лесотранспортная машина может использоваться для выполнения мероприятий гражданской обороны в сложных условиях, возникающих при чрезвычайных ситуациях.

На территории Архангельской области наиболее возможны следующие чрезвычайные ситуации: наводнения, пожары, снежные заносы, аварии на производственных объектах и коммуникациях. К числу объектов повышенной опасности на территории Архангельской области можно отнести:

* объекты энергетики;
* производства, использующие хлор и ртуть;
* центр атомного судостроения в городе Северодвинск и ряд других объектов.

Наводнение- это затопление значительных территорий, возникающее в результате разлива рек, ливневых дождей, ледяных заторов рек и других причин. При наводнении происходит разрушение зданий, сооружений, размыв участка дорог, повреждение гидротехнических сооружений. Проектируемая лесотранспортная машина может использоваться для перевозки материальных ценностей, для перевозки строительных материалов и различных конструкций для восстановления разрушенных зданий, сооружений, дорог.

 Пожар - стихийное бедствие, возникающее в результате самовозгорания, ударов молний, производственных аварий, нарушения правил обращения с огнём. В результате пожаров происходит значительное повреждение зданий, сооружений, оборудования. При невозможности выхода из зоны пожара гибнут люди. В данной чрезвычайной ситуации лесотранспортная машина может быть задействована для эвакуации материальных ценностей, а в особых случаях и людей. При локализации лесных пожаров, использование лесотранспортной машины позволяет облегчить доставку необходимого оборудования, инструмента и средств пожаротушения в районы борьбы с лесными пожарами.

Снежные заносы, возникающие в результате обильных снегопадов, очень часто бывают в данном регионе. При сильных снегопадах, которые длятся иногда несколько дней, нарушается нормальная работа всех видов транспорта и жизнь населённых пунктов. Резкие перепады температуры ведут к обледенению проводов и опор воздушных электропередач и связи, проезжей части дорог. При снежных заносах разрабатываемая машина способна беспрепятственно продвигаться, благодаря особенностям её конструкции, обеспечивающим высокую проходимость и маневренность. Лесотранспортная машина может использоваться для перевозки различного снегоочистительного оборудования, а также для вывозки снега.

Разрабатываемая машина может использоваться для выполнения работ по ликвидации аварий на объектах экономики, транспортных и энергетических коммуникациях, так как обладает высокой производительностью и достаточной грузоподъемностью. Машина не зависима от внешнего источника энергии, то есть работает от собственного двигателя внутреннего сгорания, что особенно важно в чрезвычайных ситуациях, связанных с выходом из строя источников энергоснабжения. Дизельный двигатель разрабатываемой машины даёт возможность работать при высокой запылённости воздуха.

Лесотранспортная машина может быть широко задействована для подвоза различных деревянных материалов и конструкций, необходимых для возведения защитных сооружений (укрытий, убежищ и Щелей). [22]

Порядок использования машин в ходе проведения спасательных и других неотложных работ планируется и организуется лицом, ответственным за мероприятия по гражданской обороне на предприятии. От четкой и организованной работы транспортных средств во многом зависит обеспечение работы объектов экономики и защиты людей от последствий чрезвычайных ситуаций мирного и военного времени.

Всё выше перечисленное показывает, что разрабатываемая лесотранспортная машина может успешно использоваться при решении задач гражданской обороны.

 7 ОХРАНА ТРУДА

 7.1 Техника безопасности при работе на лесотранспортной машине

7.1.1 Общие положения

Во избежание несчастных случаев и аварий при работе на лесотранспортной машине необходимо соблюдать следующие правила: к управлению машиной допускаются лица, получившие право на управление этой машиной; запрещается работать на машине с неисправной системой управления и ходовой частью, при неработающих и неисправных тормозах, при неисправных приборах электроосвещения и сигнализации, с неисправными топливными баками и топливопроводами; категорически запрещается допускать к работе на машине лиц в нетрезвом состоянии; в кабине машины всегда должны находиться аптечка первой медицинской помощи, огнетушитель и инструмент, прилагаемый к машине.

7.1.2 Перед началом работы

Приступая к работе, водитель обязан убедиться в исправности всех механизмов и частей транспортной машины. Водитель должен провести наружный осмотр всех механизмов машины, проверить надёжность крепления агрегатов машины. После запуска двигателя водитель обязан опробовать в холостую все механизмы и проверить их исправность. Работать на машине, имеющей неисправности запрещается.

7.1.3 Во время работы

Перед троганием машины с места необходимо убедиться, что путь свободен, подать звуковой сигнал и только после этого трогаться с места.

Во время работы машины запрещается выходить из неё, высовываться в окно, открывать двери кабины. Запрещается водителю переходить на ходу с трактора на прицеп и обратно. Категорически запрещается смазывать, исправлять неисправности и регулировать машину на ходу, также запрещается во время работы двигателя машины проводить какие либо работы под машиной. Категорически запрещается передавать управление машиной другим лицам. С наступлением темноты запрещается работать на машине без освещения фарами спереди и сзади машины. Запрещается переезжать железнодорожные пути в местах, для этого не предназначенных, переезжать железнодорожные пути разрешается лишь на первой скорости. Запрещается при работе двигателя заливать в бак горючее, нельзя курить во время заправки, уровень топлива мерят только мерной линейкой.

При встречном разъезде машин необходимо всегда держаться правой стороны, на расстоянии не менее двух метров один от другого. Повороты необходимо выполнять на скорости не более 5 км/ч. Канавы, бугры и другие препятствия нужно преодолевать на малой скорости, избегая резких толчков и больших кренов машины.

В случае аварии необходимо немедленно остановить машину и выключить двигатель.

7.1.4 По окончании работы

Водитель должен поставить машину на предназначенное для стоянки место, остановит двигатель, выключить “массу”, забрать ключ зажигания и запереть кабину.

Водитель обязан предупреждать сменщика обо всех замеченных во время работы неисправностях машины. [6]

7.2 Расчет минимального радиуса поворота в зависимости от скорости и от устойчивости

Расчет производим в соответствии с методикой, приведённой в [ ].

Величину минимального (критического ) радиуса поворота в зависимости от скорости по условиям поперечного скольжения (заноса) определяем из выражения:

, (7.1)

где V- скорость, км/ч;

 φц - коэффициент поперечного сцепления шин с дорогой, φц=0,75.



Расчетные скорости и результаты расчетов приведены в таблице 6.1

Таблица 6.1 Минимальный радиус поворота в зависимости от скорости движения машины по условию поперечного скольжения

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| V, км/ч | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 |
| R, м | 4.18 | 9.40 | 16.71 | 26.11 | 37.59 |

Величину минимального ( критического ) радиуса поворота по условиям опрокидывания находим из выражения:

, (7.2)

где V- скорость, км/ч;

 В - колея, у нас В=1,2, м;

 hц - высота центра тяжести, hц=0,75, м;

 g- ускорение свободного падения, g=9,81,м/с2.

Отсюда выражаем радиус:

, (7.3)



Результаты расчетов для других скоростей движения приведены в таблице 6.2.

Таблица 6.2 Результаты расчетов минимального радиуса поворота в зависимости от скорости движения машины по условию опрокидывания

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| V, км/ч | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 |
| R, м | 3,93 | 8,85 | 15,73 | 24,58 | 35,39 |

## ЛИТЕРАТУРА

1. Алексеев З.К. Руководство по расчету и проектированию редукторов.- Л.: Машгиз, 1956.-358с.
2. Орлов С.Ф., Проектирование и применение специальных активных полуприцепов в лесном хозяйстве. - М.: Лесная промышленность, 1979.- 81с.
3. Александров В.А., Гуцелюк Н.А., Козьмин С.Ф. Модифицированные сельскохозяйственные тракторы для лесозаготовок. -Экспресс-информация-. М.: ВНИПИЭИлеспром, 1986. №1, -24с.
4. Можаев Д.В., Илюшкин С.Н. Механизация лесозаготовок за рубежом. – М.: Лесная промышленность, 1988.- 296с.
5. Механические конструкции колёсных и гусеничных машин – М.: Машиностроение, 1962.- 342с.
6. Герасимов А.Д. и др. Трактор Т-25. Устройство и эксплуатация. – Л.: Колос, 1972.- 175с.
7. Гуревич А.М., Сорокин Е.М. Тракторы и автомобили. – М.: Колос, 1978.- 479с.
8. Ливанов А.П. Колёсный трелёвочный трактор. – М.: Лесная промышленность, 1985.- 343с.
9. Драке А.Д. и др. Трансмиссии лесных тяговых машин. – Л.: ЛТА, 1987.- 267с.
10. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1986.- 359с.
11. Перевязкин Ю.Д. Расчёт закрытых зубчатых и червячных передач: Методические указания к курсовому проектированию. – Архангельск: РИО АГТУ, 1995.- 32с.
12. Бачин В.А. Расчёт редукторов: Методические указания к курсовому проектированию. – Архангельск: РИО АЛТИ, 1982.- 32с.
13. Перевязкин Ю.Д. Валы, подшипники, муфты: Методические указания к курсовому проектированию. – Архангельск: РИО АЛТИ, 1987.- 36с.
14. Смирнова И.В., Горланова С.П. Планирование ремонтного обслуживания лесозаготовительной техники и затрат на её содержание. - Архангельск: РИО АГТУ, 1996.- 33с.
15. Казакевич П.Н. Организация и планирование технического обслуживания и ремонта лесозаготовительных машин. Определение затрат на её содержание. - Архангельск: РИО АЛТИ, 1990.- 45с.
16. Марченко П.Ф., Сенников М.А. Теория и конструкция лесных колёсных и гусеничных машин. - Архангельск: РИО АЛТИ, 1990.- 37с.
17. Анисимов Г.М., Жендаев С.Г. и др. Лесные машины. – М.: Лесная промышленность, 1989.- 512с.
18. Анурьев В.И. Справочник конструктора- машиностроителя в 3-х томах. – М.: Машиностроение, 1982.
19. Сердечный В.Н., Бызов Н.А., Хаймусов А.К. Нормы расхода топливно-смазочных материалов в лесной промышленности: Справочник. – М.: Лесная промышленность, 1990.- 432с.
20. Казакевич П.Н. Организация и планирование технического обслуживания и ремонта лесозаготовительной техники. - Архангельск: РИО АЛТИ, 1992.- 40с.
21. Кулагин А.М. и др. Текущий ремонт лесозаготовительных машин. – М.: Лесная промышленность, 1988.- 144с.
22. Михно Е.П. Ликвидация последствий аварий и стихийных бедствий. – М.: Атомиздат, 1979.- 288с.