

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет
Институт механизации и технического сервиса

Специальность 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»
Специализация «Автомобили и тракторы»

Кафедра «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

на соискание квалификации (степени) «специалист»

Тема: Проектирование гусеничного трактора категории Т
тягового класса 40 кН с разработкой ходовой части.

Шифр ВКР.23.05.01.022.20.00.00.00.ПЗ

Студент

С 251-07



подпись

Зайцев П. И.

Ф.И.О.

Руководитель

доцент

ученое звание



подпись

Синицкий С. А.

Ф.И.О.

Обсужден на заседании кафедры и допущен к защите
(Протокол № 11 от 17 июня 2020 г.)

И.о. зав. кафедрой

к.т.н., доцент

ученое звание



подпись

Хафизов Р. Н.

Ф.И.О.

Казань – 2020 г.

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет

Институт механизации и технического сервиса

Специальность 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Специализация «Автомобили и тракторы»

Утверждаю

И. о. зав. кафедрой

 /Хафизов Р. Н./

13 марта 2020 г.

ЗАДАНИЕ НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

Студенту: Зайцеву П.И.

Тема ВКР: Проектирование гусеничного трактора категории Т
тягового класса 40 кН с разработкой ходовой части.

Утверждена приказом по университету от 22 мая 2020 года № 178

Срок сдачи студентом законченной ВКР 15 июня 2020 года

Техническое задание на ВКР: Тяговый класс трактора – 40 кН; тип ходовой
части - гусеничная; вид применяемого топлива – дизельное топливо.

Перечень подлежащих разработке вопросов:

1. Тяговый расчет трактора.
2. Эскизная компоновка трактора
3. Модернизация конструкции ходовой части трактора.
4. Технологическая часть
5. Разработка мероприятий по технике безопасности.
6. Разработка мероприятий по экологии
7. Экономическое обоснование проектируемой конструкции ходовой
части трактора.

Перечень графического материала (с указанием обязательных чертежей).

1. Регуляторная характеристика двигателя.
2. Потенциальная характеристика трактора.

3. Теоретическая тяговая характеристика трактора
4. Организация модернизации тракторов
5. Эскизная компоновка трактора
6. Сборочный чертеж конструкции, сборочные единицы и деталировка (3 листа).
7. Технологическая схема сборки конструкции
8. Техничко-экономические показатели конструкции.

Консультанты по ВКР с указанием соответствующих разделов проекта

Раздел	Консультант
Охрана труда и техника безопасности	Гаязиев И. Н.
Экономическое обоснование разрабатываемой конструкции	

Дата выдачи задания 13.03.2020

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

№ п/п	Наименование этапов дипломного проектирования	Срок выполнения	Примечание
1	Тяговый, динамический и экономический расчеты трактора	14.04.2020	
2.	Эскизная компоновка трактора	28.04.2020	
3	Проектирование конструкции ходовой части трактора	14.05.2020	
4	Технологическая часть	20.05.2020	
5	Разработка мероприятий по технике безопасности	28.05.2020	
6	Разработка мероприятий по экологии	02.06.2020	
7	Экономическое обоснование проектируемых мероприятий	08.06.2020	

Студент-дипломник  (Зайцев П.И.)

Руководитель ВКР к.т.н. доцент  (Синицкий С.А.)

АННОТАЦИЯ

На выпускную квалификационную работу Зайцева П.И, выполнившего выпускную квалификационную работу на тему: “Проектирование гусеничного трактора категории Т тягового класса 40 кН с разработкой ходовой части”.

Выпускная квалификационная работа содержит пояснительную записку на 83 листах машинописного текста, включающая 12 таблиц, 9 рисунков. Библиографический список содержит 16 наименований. Графическая часть ВКР выполнена на 9 листах формата А1.

Первая глава ВКР - тяговый расчет трактора

Вторая глава ВКР - эскизная компоновка трактора.

Третья глава ВКР - конструкторская разработка ходовой части трактора.

Четвертая глава ВКР - технология изготовления нестандартной детали и технология сборки конструкции

Пятая глава ВКР - мероприятия по технике безопасности

Шестая глава ВКР - мероприятия по экологии

Седьмая глава ВКР - экономическое обоснование проектируемых мероприятий

Пояснительная записка завершается выводами и списком литературы

ABSTRACT

For the final qualification work of P. I. Zaitsev, who completed the final qualification work on the topic: "Design of a crawler tractor of category T traction class 40 kN with the development of the running gear". The final qualifying work contains an explanatory note on 83 sheets of typewritten text, including 12 tables, 9 figures. The bibliography contains 16 titles. The graphic part of the WRC is made on 9 sheets of A1 format. The first Chapter of the WRC-tractor traction calculation The second Chapter of the WRC is a draft layout of the tractor. The third Chapter of the WRC - design development of the tractor chassis. The fourth Chapter of the WRC - technology for manufacturing non-standard parts and technology for assembling the structure Fifth Chapter of the WRC-safety measures Sixth Chapter of the WRC-environmental activities The seventh Chapter of the WRC - economic justification of the planned activities The explanatory note concludes with conclusions and a list of references

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
ВВЕДЕНИЕ.....	8
1. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА	9
1.1. Определение массы трактора.....	9
1.2 Подбор прототипа трактора	10
1.3 Определение параметров ходовой части	11
1.4 Определение номинальной мощности двигателя	12
1.5 Определение основных параметров двигателя	12
1.6 Расчет и построение регуляторной характеристики дизельного двигателя трактора	13
1.7 Расчет потенциальной тяговой характеристики трактора	16
1.8 Определение передаточных чисел трансмиссии	19
1.9. Расчет теоретической тяговой характеристики трактора	20
2 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ТРАКТОРА.....	24
2.1 Предпосылки модернизации.	24
2.2. Эскизная компоновка трактора.....	24
3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ТРАКТОРА.	26
3.1 Обзор патентов по устройству ходовой части гусеничного трактора.....	26
3.2 Проектирование натяжного устройства гусеницы.	54
4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ	63
4.1.Выбор материала заготовки.	63
4.2 Выбор оборудования и режущего инструмента.	63

4.3 Технологические расчеты	63
5 ОХРАНА ТРУДА И ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ.....	67
5.1. Анализ состояния охраны труда.....	67
5.2 Расчет защитного заземления.	68
5.4 Физическая культура на производстве	70
6. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.....	72
7. РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОНСТРУКЦИИ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА.....	73
7.1 Расчет технико-экономических показателей конструкции	73
7.1.1 Расчеты балансовой стоимости и массы проектируемой конструкции	73
7.1.2 Расчет технико-экономических показателей эффективности конструкции	74
ВЫВОДЫ.....	81
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	82
ПРИЛОЖЕНИЯ	84

ВВЕДЕНИЕ

Тракторы являются основой механизации производственных процессов в сельском хозяйстве. Цель их использования по назначению – реализация свойств машин, под которыми понимаются эксплуатационные свойства средств механизации, позволяющих выполнять определенные функции.

Сокращение расхода финансовых, энергетических, материальных и трудовых ресурсов - при производстве сельскохозяйственной продукции является важнейшим условием.

Проблема использования ресурсосберегающих технологий производства продукции в отраслях является актуальной, где основными средствами механизации являются трактора. Именно здесь на трактора действуют множество природно-климатических факторов.

Из существующих мероприятий улучшения качества можно выделить модернизацию как процесс непрерывного улучшения технических, эргономических и потребительских свойств тракторов.

.

1. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА

Таблица 1.1 - Исходные данные

Класс трактора - $P_{кр ном}$, кН	40
Тип ходовой части трактора	гусеничная
Средняя рабочая скорость - $V_{ср}$, м/с	2...3,2
Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя - $n_{ен}$, об/мин	2100
Удельный расход топлива - $q_{ен}$, г/кВт.ч.	230
Коэффициент для расчета характеристики двигателя, C_1	0,73
Метод определения передаточных чисел трансмиссии	3
Агрофон для расчета и построения теоретической тяговой характеристики	стерня

1.1. Определение массы трактора.

Различают конструктивную и эксплуатационную массы трактора.

Конструкционная масса трактора определяется по формуле,[5]:

$$m_k = \frac{P_{кр ном}}{\varphi_{кр ном} \cdot 9,81} = \frac{40000}{0,5 \cdot 9,81} = 8115 \text{ кг} \quad (1.1)$$

где m_k - конструктивная масса трактора, кг.

$P_{кр ном}$ - номинальное тяговое усилие трактора, Н.

$\varphi_{кр ном}$ - коэффициент, учитывающий использование массы трактора с учетом плохих условий эксплуатации, $\varphi_{кр ном} = 0,4...0,5$

Тогда эксплуатационная масса трактора определяется из выражения,[5]:

$$m_э = m_k \cdot (1,06 \div 1,15) = 8115 \cdot 1,1 = 8970 \text{ кг} \quad (1.2)$$

принимая $m_э = 9000$ кг.

1.2 Подбор прототипа трактора

С учетом заданных технических характеристик проектируемого трактора и его расчетной массы принимаем в качестве прототипа колесный трактор тягового класса 40 кН Минского тракторного завода БЕЛАРУС -2102.

Сельскохозяйственный гусеничный трактор "БЕЛАРУС 2102" тягового класса 4 предназначен для работы в сельском хозяйстве с навесными, полунавесными и прицепными машинами в диапазоне тяговых сопротивлений от 30 до 50 кН, в том числе для работ общего назначения на переувлажненных почвах



Рисунок 1.1 – Внешний вид трактора БЕЛАРУС -2102

В таблице 1.2 приведены основные характеристики трактора БЕЛАРУС - 2102.

Таблица 1.2 - Основные характеристика трактора БЕЛАРУС -2102.

Двигатель	
Тип	дизель с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха
Модель	260.4C2
Мощность номинальная, кВт (л.с.)	156 (212)
Номинальная частота вращения, об/мин	2100
Число цилиндров, шт.	6
Удельный расход топлива при эксплуатационной мощности, г/кВтч (г/л.с.ч)	227 (167)
Коэффициент запаса крутящего момента, % (не менее)	15
Трансмиссия	
Муфта сцепления	сухая, двухдисковая, постоянно замкнутая
Коробка передач	механическая, синхронизированная, шестидиапазонная (4/2)
Переключение передач	синхронизированными муфтами без разрыва потока мощности
Число передач (вперед/назад)	16/8
Скорость движения, км/ч (вперед/назад)	2,3-30 / 3,2-14,1
Механизм поворота	двухпоточный дифференциального типа с гидрообъемной передачей
Ходовая система	Гусеничная, с металлическими с РМШ, гусеницами цевочного зацепления, с торсионной подвеской опорных катков, с 10 опорными и 6 поддерживающими обрезиненными катками, 4 амортизаторами, ведущими и направляющими колесами, гидравлическим механизмом натяжения.
Габаритные размеры, мм:	
длина	6050
ширина	2085
высота	2960
Масса эксплуатационная, кг	10800

1.3 Определение параметров ходовой части

К определяемым параметрам ходовой части относятся: размеры ведущей звездочки.

Радиус ведущей звездочки определяется по формуле,[5]:

$$r_k = \frac{0,001 \cdot l_{зв} \cdot Z_k}{2 \cdot \pi}, \text{ м} \quad (1.3)$$

где: $l_{зв}$ – длина звена гусениц, мм.

Z_k – число зубьев ведущей звездочки (обычно $Z_k = 12 \dots 15$).

При наличии подходящего прототипа величину r_k можно брать и по технической характеристике.

С учетом технических характеристик прототипа принимаем $r_k \approx 400$ мм, [3].

1.4 Определение номинальной мощности двигателя

Номинальная мощность тракторного двигателя определяется с учетом класса трактора, т.е. номинального тягового усилия на крюке - $P_{крном}$, а так же основных рабочих скоростей, при которых выполняются полевые работы. Для современных тракторов большинство полевых операций выполняется на скоростях 6... 12 км/ч или 1,6...3,3 м/с.

С учетом сказанного,[5]:

$$N_{е ном} = \frac{V_{ср} (P_{кр ном} + 9,81 \cdot f \cdot m_{э})}{1000 \cdot \eta_{тр}} = \frac{3,1(40000 + 9000 \cdot 0,12 \cdot 9,81)}{1000 \cdot 0,9} = 174,3 \text{ кВт} \quad (1.4)$$

где $V_{ср}$ - скорость движения на рабочей передаче, м/с;

$f = 0,09 \dots 0,14$ - коэффициент сопротивления движения при работах в нормальных условиях

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии, можно принять 0,9.

Принимаем $N_{е ном} = 175$ кВт.

1.5 Определение основных параметров двигателя

К основным параметрам дизельного двигателя трактора относятся: номинальная мощность - $N_{ен}$, крутящий момент - $M_{ен}$, часовой расход топ-

лива - $G_{тн}$, удельный расход топлива - $g_{ен}$ и частота вращения коленчатого вала. - $n_{ен}$, [6]:

$$M_{e.ном} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_{ен}}{\pi \cdot n_{ен}} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot 175}{3,14 \cdot 2100} = 796 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (1.5)$$

$$G_{Тном} = \frac{g_{ен} \cdot N_{ен}}{1000} = \frac{230 \cdot 175}{1000} = 40,25 \text{ кг/ч}. \quad (1.6)$$

Таким образом, все номинальные параметры определены.

1.6 Расчет и построение регуляторной характеристики дизельного двигателя трактора

Для расчета регуляторной характеристики дизельного двигателя трактора используются номинальные значения параметров:

$$N_{ен}, M_{ен}, G_{тном}, g_{е.ном} \text{ и } n_{е.ном}.$$

Наибольшая частота вращения коленчатого вала двигателя трактора при полной подаче топлива, но без нагрузки определяется по формуле:

$$n_{ex/x} = n_{ен} (1 + \sigma_p), \text{ об/мин}, \quad (1.7)$$

где : σ_p - степень неравномерности регулятора ТНВД, принимаем $\sigma_p=0,07 \dots 0,09$.

Расхода топлива на холостом ходу определяется по формуле:

$$G_{тх/х} = G_{тном} (0,25 \dots 0,30), \frac{\text{кг}}{\text{ч}}; \quad (1.8)$$

Текущее значение удельного расхода топлива определяется из выражения:

$$g_e = \frac{G_m \cdot 1000}{N_e}, \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}, \quad (1.9)$$

Текущее значение мощности двигателя определяется из выражения, [5]:

$$N_e = N_{е.ном} \left[C_1 \left(\frac{n_e}{n_{ен}} \right) + C_2 \left(\frac{n_e}{n_{ен}} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_{ен}} \right)^3 \right], \text{ кВт}, \quad (1.10)$$

где C_1 - коэффициент для расчета характеристики, дан в задании, C_2 - коэффициент, который определяется по формуле,[5]:

$$C_2 = 2 - C_1; \quad (1.11)$$

Текущее значение крутящего момента двигателя определяется из выражения,[6]:

$$M_e = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_e}{\pi \cdot n_e}, \text{ Н.м.} \quad (1.12)$$

Текущее значение удельного и часового расходов топлива определяется из выражений,[6]:

$$g_e = g_{en} \left[1,35 - \frac{0,35(n_e - n_{e\min})}{(n_{en} - n_{e\min})} \right], \text{ г/кВт.} \quad (1.13)$$

$$G_m = \frac{g_e \cdot N_e}{1000}, \text{ кг/ч.} \quad (1.14)$$

Часовой расход газа при работе двигателя на газодизельном топливе определяется по формуле:

$$G_\Gamma = G_{\Gamma 0} \mp \Delta G_\Gamma, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (1.15)$$

где ΔG_Γ – изменение часового расхода газа, $\Delta G_\Gamma = f(t, n, \dots)$.

Приведенный удельный расход топлива, г/кВт*ч, [6]:

$$g_{ePP} = 1000 \frac{(G_T + K_{PP} G_\Gamma)}{N_e}, \quad (1.16)$$

где K_{PP} – коэффициент пропорциональности для часового расхода газа.

Коэффициент пропорциональности для часового расхода газа определяется с учетом теплотворной способности газового и дизельного топлива.

Расчет регуляторной и потенциальной характеристик производится с помощью специальной программы.

Таблица 1.3 – Исходные данные для расчета регуляторной характеристики тракторного двигателя

Наименование параметров	Обозначение		Величина
	обыч- ное	в про- грамме	
Номинальная мощность двигателя трактора, кВт	$N_{e \text{ ном}}$	N	175
Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин	$n_{e \text{ ном}}$	H	2100
Малые обороты холостого хода двигателя, об/мин	$n_{e \text{ min}}$	H2	700
Коэффициент для расчета характеристики двигателя	C_1	C1	0,73
Номинальный удельный расход топлива, г/кВт	$g_{e \text{ ном}}$	Q	230
Степень неравномерности регулировки	δ_p	B	0,08

Таблица 1.4 – Результаты расчетов регуляторной характеристики дизельного двигателя проектируемого трактора

$n, \text{ мин}^{-1}$	$N_e, \text{ кВт}$	$M_{кр}, \text{ Н.м}$	$G_T, \text{ кг/ч}$	$g_e, \text{ гр/кВт.ч}$
700,000	60,796	829,795	18,877	310,500
840,000	75,460	858,280	22,823	302,450
980,000	90,233	879,689	26,564	294,400
1120,000	104,803	894,020	30,010	286,350
1260,000	118,860	901,274	33,079	278,300
1400,000	132,093	901,451	35,698	270,250
1540,000	144,190	894,551	37,807	262,200
1680,000	154,840	880,573	39,353	254,150
1820,000	163,733	859,519	40,295	246,100
1960,000	170,556	831,387	40,601	238,050
2100,000	175,000	796,178	40,250	230,000
2128,000	145,833	654,752	35,554	243,800
2156,000	116,667	516,999	30,858	264,500
2184,000	87,500	382,778	26,163	299,000
2212,000	58,333	251,955	21,467	368,000
2240,000	29,167	124,403	16,771	575,000

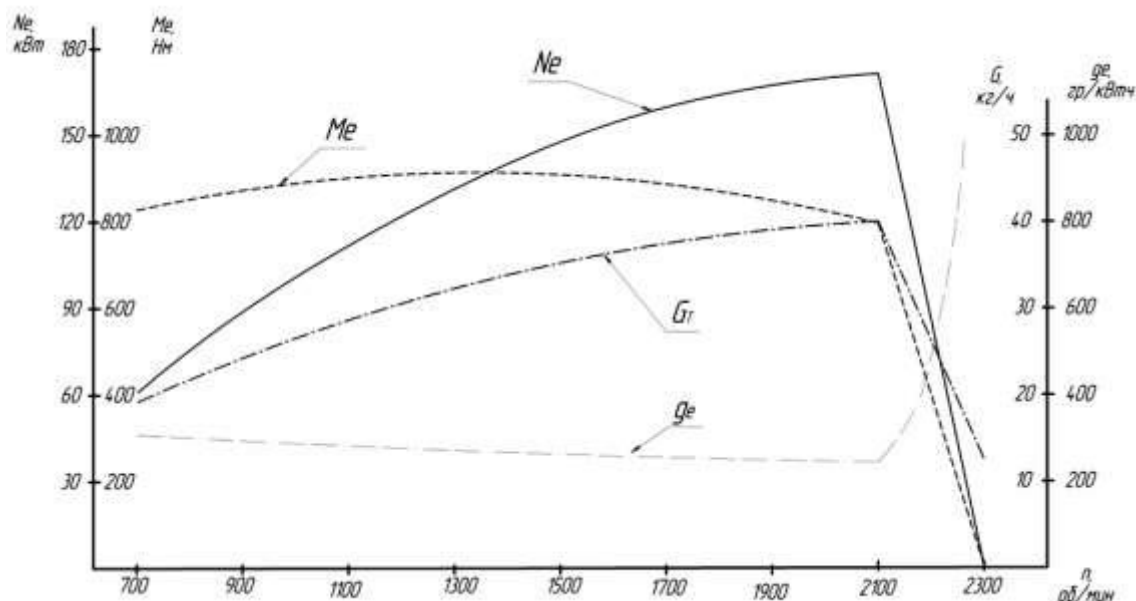


Рисунок 1.2 – График регуляторной характеристики двигателя трактора

1.7 Расчет потенциальной тяговой характеристики трактора

Потенциальная тяговая характеристика рассчитывается при работе трактора в нормальных полевых условиях. Такими условиями для сельскохозяйственного трактора принято считать: агрофон-стерня зерновых культур с ровным рельефом местности. Для таких условий подбирается из справочников φ и f .

Потери мощности в трансмиссии определяется по формуле.,[6]:

$$N_{mp} = N_{e \text{ ном}} (1 - \eta_{mp}), \text{ кВт.} \quad (1.17)$$

Теоретическая скорость трактора определяется по формуле. ,[5]:

$$V_T = \frac{1000 \cdot N_{en} \cdot \eta_{mp}}{P_{кр} + f \cdot m_{\Sigma} \cdot 9,81}, \text{ м/с} \quad (1.18)$$

Для получения полной картины величину $P_{кр}$, берут до $P_{кр, \text{ max}} = 1,5 P_{кр, \text{ ном}}$

Величина буксования трактора определяется из выражения, [6]:

$$\delta = a \cdot p + b \cdot p^c \quad (1.19)$$

a, b, c – постоянные коэффициенты.

$$P = \frac{P_{кр}}{\varphi \cdot \lambda_k \cdot m_3 \cdot 9,81} \quad (1.20)$$

Потеря мощности на буксование определяется по формуле, [6]:

$$N_{\delta} = \frac{P_{кр} \cdot V_T \cdot \delta}{1000}, \text{ кВт.} \quad (1.21)$$

Потеря мощности на качение по формуле, [6]:

$$N_f = \frac{f \cdot m_3 \cdot 9,81 \cdot V_T (1 - \delta)}{1000}, \text{ кВт} \quad (1.22)$$

мощности на крюке по формуле, [6]:

$$N_{кр} = \frac{P_{кр} \cdot V_T \cdot (1 - \delta)}{1000}, \text{ кВт.} \quad (1.23)$$

Определение величины тягового к.п.д. - $\eta_{тяг}$ (условного)

$$\eta_{тяг} = \frac{N_{кр}}{N_{ен}} \quad (1.24)$$

Таблица 1.5 – Исходные данные для потенциальной тяговой характеристики трактора

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение		Величина
		Обычное	в программе	
1	Номин. Мощность двигателя - квт.	N	N	175
2	К.п.д. трансмиссии трактора	$\eta_{тр}$	H6	0,9
3	Коэф. сор. движению на стерне -п	f	F	0,09
4	Коэф. Сцепления х/ч с почвой	φ	F1	0,7
5	Коэф. Распределения веса.	λ_k	L	0,9
6	Номин. Тяговое усилие трактора-Н.	$P_{кр \text{ ном}}$	P	40000
7	Коэффициенты для расчета буксования	a	A5	0,04
8		b	B5	4
9		c	C5	8
10	Полная масса трактора - кг.	m_3	MS	9000

Таблица 1.6 – Результаты расчетов потенциальной тяговой характеристики трактора.

Ркр, Н	δ	V _T м/с	N _{тр}	N _{букс}	N _f	N _{кр}	КПДтяг. усл.
2666,600	0,000	14,800	17,500	0,070	117,925	39,499	0,226
5333,200	0,000	11,800	17,500	0,240	94,245	63,013	0,360
7999,800	0,000	9,800	17,500	0,450	78,485	78,561	0,449
10666,400	0,000	8,400	17,500	0,690	67,240	89,567	0,512
13333,000	0,000	7,400	17,500	0,950	58,814	97,735	0,558
15999,600	0,010	6,500	17,500	1,230	52,264	104,005	0,594
18666,200	0,010	5,900	17,500	1,550	47,027	108,918	0,622
21332,800	0,010	5,300	17,500	1,970	42,744	112,780	0,644
23999,400	0,020	4,900	17,500	2,610	39,176	115,713	0,661
26666,000	0,030	4,500	17,500	3,680	36,158	117,661	0,672
29332,600	0,040	4,200	17,500	5,570	33,572	118,349	0,676
31999,200	0,070	3,900	17,500	8,950	31,331	117,211	0,670
34665,800	0,110	3,600	17,500	14,850	29,370	113,270	0,647
37332,400	0,190	3,400	17,500	24,870	27,641	104,983	0,600
39999,000	0,310	3,200	17,500	41,360	26,104	90,030	0,514
42665,600	0,510	3,100	17,500	67,720	24,729	65,050	0,372
45332,200	0,810	2,900	17,500	108,700	23,492	25,302	0,145
47998,800	1,260	2,800	17,500	170,860	22,374	-35,742	-0,204

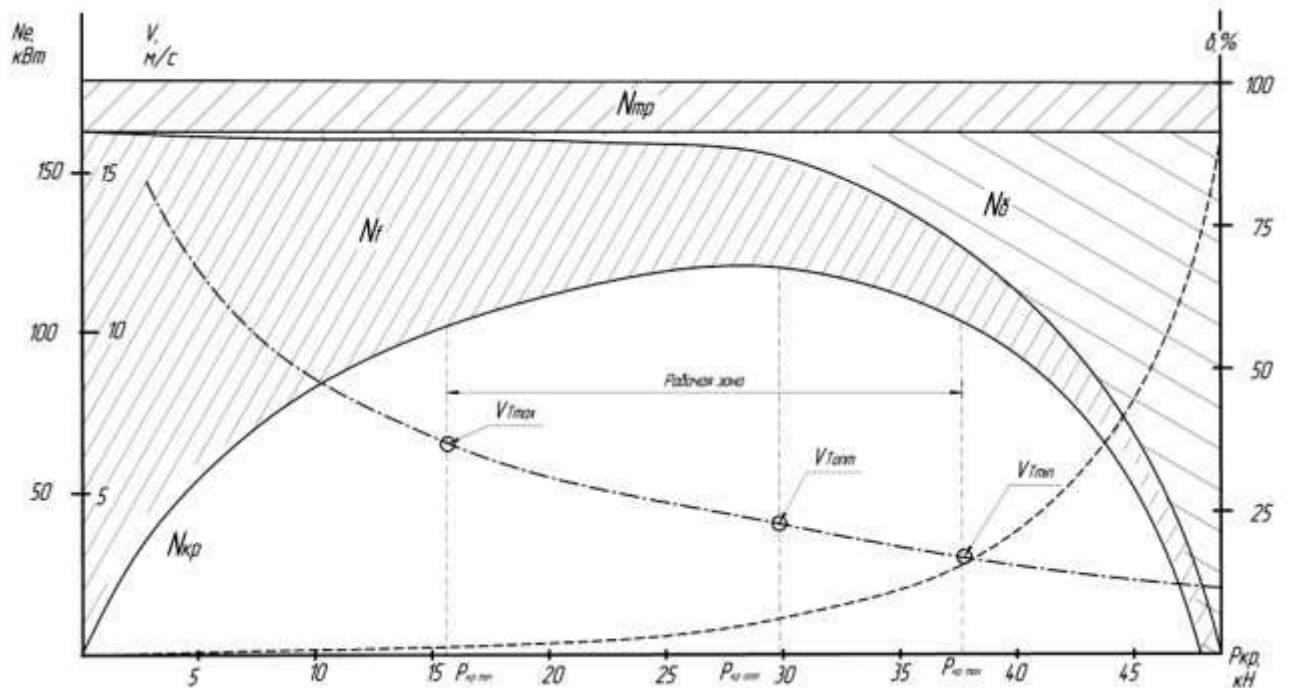


Рисунок 1.4 –Потенциальная тяговая характеристика трактора.

Определение тяговой зоны трактора:

Основное назначение потенциальной тяговой характеристики - это обоснование и выбор тяговой зоны будущего трактора.

При работе в полевых условиях величина $P_{кр}$ все время меняется, поэтому необходимо определить рабочую зону трактора таким образом, чтобы при всех случаях работы величина тягового к.п.д. ($\eta_{м\pi e}$) находился вблизи его наибольшего значения.

После определения тяговой зоны трактора принимают: ,[9]:

$$V_{Tmin}=V_{T1} \text{ и } V_{Tmax}=V_{Tл.},$$

т.е. это будет соответственно, скорости на первой и последней рабочей передачах.

Здесь рассматриваются только рабочие передачи, замедленные и транспортные не рассматриваются.

Количество передач (n) дается в задании, обычно может быть 4... 9.

1.8 Определение передаточных чисел трансмиссии

Основа этого метода,[9]:

$$P_{кр1} - P_{кр2} = P_{кр2} - P_{кр3} = \dots = P_{кр(n-1)} - P_{крл.} = \Delta P \quad (1.25)$$

Отсюда:

$$\Delta P = \frac{P_{крmax} - P_{крmin}}{n - 1}, \quad (1.26)$$

где $P_{крmax} = P_{кр1}$ и $P_{крmin} = P_{крл.}$

Определив $P_{кр}$ на всех передачах, определяют все скорости:

$$V_{Ti} = \frac{10^3 \cdot N_{en} \cdot \eta_{mp}}{P_{кр.i} + f \cdot m_{\Sigma} \cdot 9,81}, \text{ м/с} \quad (1.27)$$

и далее:

$$i_{mpi} = 0,105 \frac{n_{en} \cdot r_{\kappa}}{V_{mi}}. \quad (1.28)$$

$$\Delta P = \frac{37300 - 16000}{9 - 1} = 2663H$$

$$V_{T1} = \frac{10^3 \cdot 175 \cdot 0,9}{37300 + 0,08 \cdot 9000 \cdot 9,81} = 3,55 \text{ м/с}$$

$$i_{mp1} = 0,105 \frac{2100 \cdot 0,4}{3,55} = 24,8.$$

Аналогично проводятся расчеты для остальных передач. Результаты расчетов представлены в таблице 1.7

Передаточное число трансмиссии определяется по формуле.

$$i'_{mp} = i'_{kn} \cdot i_0 \cdot i_k; \quad (1.29)$$

$$i'_{kn} \geq \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{4,35}{1,96} = 2,17; \quad (1.30)$$

$$i'_{kn} = \frac{i_{mp}}{i_0 \cdot i_k}; \quad (1.31)$$

$$i_0 \approx 3; i_k \approx 3;$$

$$i_{kn1} = \frac{i_{mp1}}{i_0 \cdot i_k} = \frac{24,8}{3 \cdot 3} = 2,76;$$

Результаты расчетов представлены в таблице 1.7

Таблица 1.7- Результаты расчетов значений

Номер передачи	Pi, Н	VTi, м/с	I трі	I кпі
1	37300	3,55	24,8	2,76
2	34637,5	3,78	23,4	2,59
3	31975	4,03	21,9	2,43
4	29312,5	4,33	20,4	2,26
5	26650	4,67	18,9	2,10
6	23987,5	5,07	17,4	1,93
7	21325	5,55	15,9	1,77
8	18662,5	6,12	14,4	1,60
9	16000	6,83	12,9	1,44

1.9. Расчет теоретической тяговой характеристики трактора

Теоретическая тяговая характеристика состоит из 2-х частей.

В первой части даны зависимости основных параметров тракторного двигателя от величины крутящего момента двигателя ($N_e, G_T, n_e = f(M_e)$).

Вторая часть - тяговая характеристика трактора - $V_\partial, g_{кр}, \delta, \eta_{тяги} = f(P_{кр})$.,[9]:

$$P_{к1\max} = P_{кр1\max} + P_f = \frac{M_{e\max} \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k}, \text{ Н} \quad (1.32)$$

При этом :

$$P_f = f \cdot m_3 \cdot 9,81, \text{ Н} \quad (1.33)$$

здесь величину f - уже берут для заданного агрофона.

В первой части теоретической тяговой характеристики рассчитывают и строят кривую буксования на заданном агрофоне по известной уже формуле:

$$\delta = a \cdot p + b \cdot p^c \quad (1.34)$$

При этом величиной $P_{кр}$ задаются от 0 до $P_{кр\max}$ на соответствующей передаче.

Определение действительной скорости движения трактора на всех передачах осуществляется по формуле:

$$V_\partial = V_T \cdot (1 - \delta) = 0,105 \frac{n_{en} \cdot r_k}{i_{mp}} (1 - \delta), \text{ м/с} \quad (1.35)$$

Мощность на крюке трактора определяется по формуле: ,[9]:

$$N_{кр} = \frac{P_{кр} \cdot V_\partial}{1000} = \frac{P_{кр} \cdot V_T \cdot (1 - \delta)}{1000}, \text{ кВт} \quad (1.36)$$

Удельный крюковой расход топлива определяется по формуле,[9]:

$$g_{кр} = \frac{G_T \cdot 1000}{N_{кр}}, \frac{\text{г}}{\text{кр.кВт.ч}} \quad (1.37)$$

Тяговый к.п.д. трактора определяется по формуле,[9]:

$$\eta_{тяги} = \frac{N_{кр}}{N_e}, \quad (1.38)$$

Таблица 1.8 – Исходные данные для расчета теоретической тяговой характеристики трактора.

Наименование параметра	Обычн.	Прогр.	Величина
Эксплуатационная масса трактора, кг	m_3	М	9000
Радиус ведущих колес, м	r_k	Р	0,4
КПД трансмиссии	$\eta_{тр}$	Н4	0,9
Малые обороты холостого хода, об/мин	n_{emin}	Н1	700
Номинальные обороты двигателя, об/мин	$n_{e\text{ ном}}$	Н2	2100
Максимальные обороты холостого хода, об/мин	$n_{ex/x}$	Н3	2300
Номинальный момент двигателя	$M_{e\text{ ном}}$	М2	796
Максимальный момент двигателя	$M_{e\text{ max}}$	М3	901
Номинальный часовой расход топлива	$G_{т\text{ ном}}$	G2	40,25
Расход топлива трактора на холостом ходу	$G_{тх/x}$	G3	13
Номинальный удельный расход топлива, г/кВт.ч	$g_{e\text{ ном}}$	G4	230
Коэффициент сопротивления качения на заданном фоне	f	F	0,09
Коэффициент сцепления колес	φ	F1	0,7
Коэффициент распределения веса	λ_k	L	0,9
Коэффициент для расчета буксования	a	A5	0,04
Коэффициент для расчета буксования	b	B5	4
Коэффициент для расчета буксования	c	C5	8
Обороты двигателя при максимальном моменте	n_0	Н6	1400
Номинальное усилие на крюке, Н	$P_{кр\text{ ном}}$	Р	40000
Передаточные числа трансмиссии	$i_{тр1}^y$	I1	24,8
Передаточные числа трансмиссии	$i_{тр2}^y$	I2	23,4
Передаточные числа трансмиссии	$i_{тр3}^y$	I3	21,9
Передаточные числа трансмиссии	$i_{тр4}^y$	I4	20,4
Передаточные числа трансмиссии	$i_{тр.5}^y$	I5	18,9
Передаточные числа трансмиссии	$i_{тр.6}^y$	I6	17,4
Передаточные числа трансмиссии	$i_{тр.7}^y$	I7	15,9
Передаточные числа трансмиссии	$i_{тр.8}^y$	I8	14,4
Передаточные числа трансмиссии	$i_{тр.9}^y$	I9	12,9
Начальное значение усилия на крюке, Н	$P_{кр\text{ нач}}$	Р1	10
Номинальная мощность двигателя, кВт	$N_{e\text{ ном}}$	N2	175
Коэффициент для расчета характеристики двигателя	C_1	C1	0,73
Коэффициент для расчета характеристики двигателя	C_2	C2	1,27

Результаты расчетов представлены в приложении А.

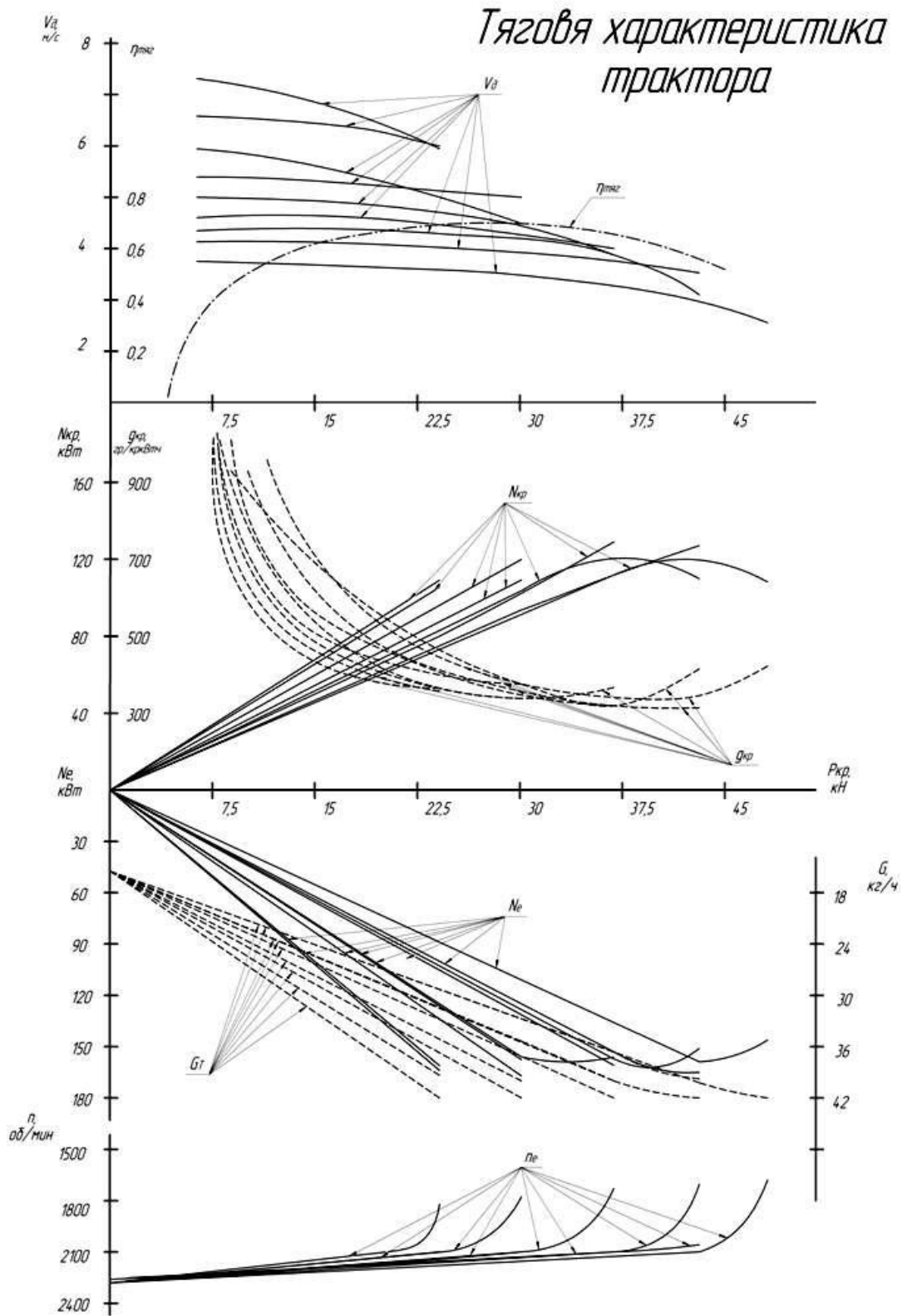


Рисунок 1.6 – Теоретическая тяговая характеристика трактора.

2 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ТРАКТОРА

2.1 Предпосылки модернизации.

Проведя анализ использования машинно-тракторного парка в сельскохозяйственном производстве, можно сделать вывод, что наиболее оптимальным типом ходовой части для тракторов выполняющих полевые работы является гусеничная.

Однако у такого типа ходовой части есть следующие недостатки: высокая металлоемкость конструкции; меньший ресурс; не возможность использовать на дорогах с твердым покрытием. Поэтому трактора с гусеничной ходовой частью в последнее время не находят широкого применения.

Предлагаемая нами модернизированная конструкция ходовой части гусеничного трактора тягового класса 40 кН позволит увеличить ресурс, что снизит издержки производства.

2.2. Эскизная компоновка трактора

За основу был взят гусеничный сельскохозяйственный трактор общего назначения БЕЛАРУС-2102 тягового класса 40 кН, который оснащается двигателем модели 260.4С2, с номинальной мощностью 156 кВт. Трактор БЕЛАРУС-2102 является новой разработкой Минского тракторного завода, и отличается новой комфортабельной кабиной, откидывающимся капотом. Двигатель, обладает повышенной мощностью и экономичностью, что, обеспечивает повышенную производительность при почвообработке и расход топлива при этом снижен до 20% в расчете на гектар.

Трансмиссия данного трактора обеспечивает высокую надежность и минимальные потери в мощности.

В тоже время ходовая часть трактора нуждается в модернизации для улучшения ее характеристик.

На рисунке 2.1 представлена эскизная компоновка проектируемого трактора.

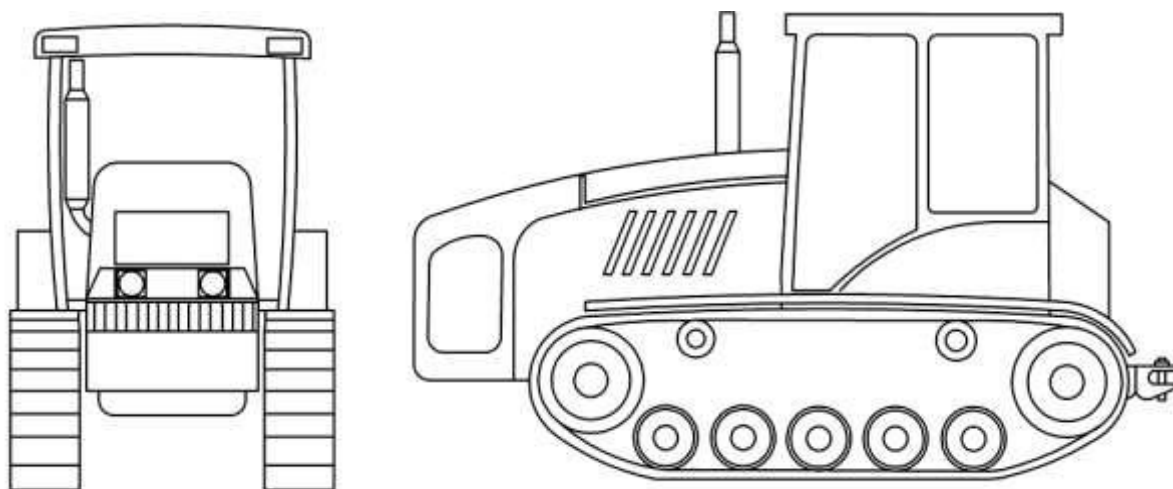


Рисунок 2.1 – Внешний вид проектируемого гусеничного трактора.

Таблица 2.1 - Технические характеристики трактора:

Марка	БЕЛАРУС-2102	Проектируемый
Модель двигателя	260.4C2	
Эксплуатационная мощность, кВт	156	175
Номинальный коэффициент запаса крутящего момента в тяговом режиме, %	15	17
Число передач	16	9
Диапазон тяговых усилий, кН	до 50	
Габаритные размеры, мм (длина, ширина, высота)	6050x2085x2960	
Эксплуатационная масса трактора, кг	10800	9000

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ТРАКТОРА.

3.1 Обзор патентов по устройству ходовой части гусеничного трактора.

Ниже представлено описание к патенту № 1382731, [16].

Ходовая часть гусеничного трактора

Изобретение относится к производству ходовой части гусеничных тракторов и обеспечивает сохранение плодородия обрабатываемой почвы пуч тем равномерного распределения давления на почву ходовой части трактора.

, Г-образный рычаг подвески шарнирно связан с верхним концом с Остовом 2 трактора, а нижним концом, имеющим вилку 4, с осью 5 качания балансира 6, Опорные катки 7 и 8 установлены на осях, размещенных на концах балансира 6 с обеих его сторон, Нагрузка от внутреннего и внешнего опорных катков, смещенных относительно друг друга приходится одновременно на два вЂ” три звена гусениц, в результате чего давление ходовой части трактора на почву распределяется равномерно.

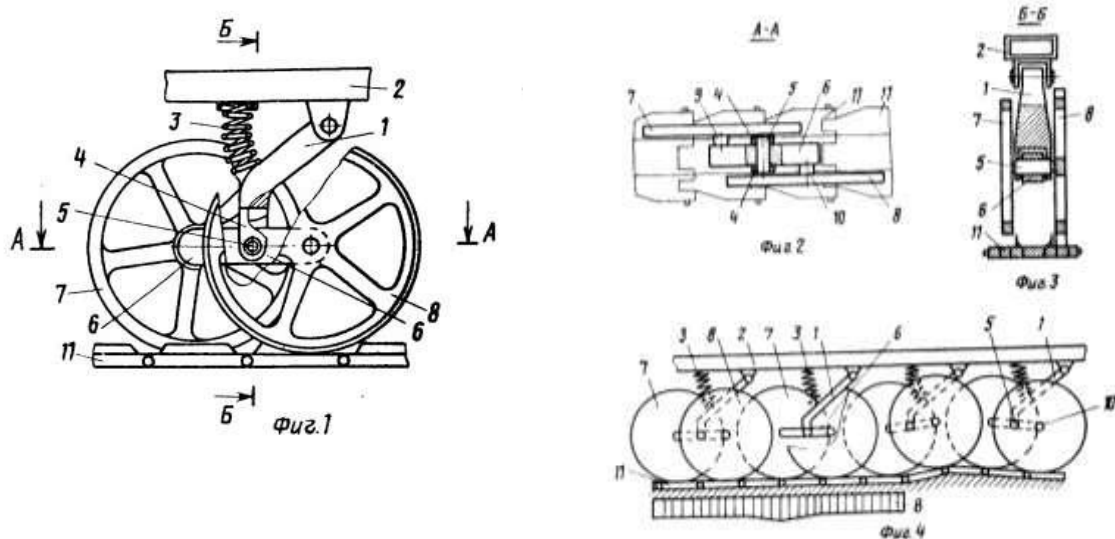


Рисунок 3.1 - Схема к патенту № 1382731, [16].

Подвеска гусеничного трактора, описание к патенту № 249950, [16].

Предлагаемая подвеска отличается от известных тем, что каждый из кронштейнов состоит из ступицы, поворотной вокруг оси, прикрепленной к тележке, и концентрично охватывающего ее рычага, надетого на ось, прикрепленную к остову трактора, и жестко связанного с торсионом, помещенным внутри этой оси.

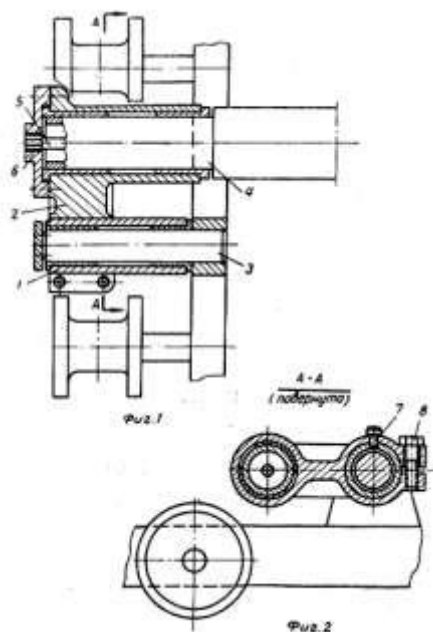


Рисунок 3.2 – схемы к патенту № 249950, [1].

Описание к патенту № 2676842

Наиболее близким к предложенному техническому решению является гусеничный движитель, содержащий ведущие и направляющие колеса, опорные катки и поддерживающие ролики, охватывающие их гусеничные цепи и амортизационно-натяжные механизмы, у которого высота зубьев ведущих колес увеличена до значений, исключающих перескок гусеничной цепи через зуб

Недостатком описанной конструкции является переменная степень натяжения опорных ветвей гусеничных цепей, что приводит к неравномерности хода, снижает срок службы деталей ходовой системы и трансмиссии трактора, повышает утомляемость оператора.

Целью предлагаемого изобретения является повышение плавности работы гусеничного движителя; снижение колебаний общего тягового усилия; выравнивание положения гусеничной цепи.

Поставленная цель достигается за счет того, что в гусеничном движителе, содержащем ведущие колеса с зубьями увеличенной высоты, направляющие колеса, опорные катки, поддерживающие ролики, охватывающие их гусеничные цепи и амортизационно-натяжные механизмы, направляющие колеса установлены таким образом, что оси их вращения не перемещаются относительно рамы энергосредства. При этом в конструкцию гусеничного движителя дополнительно введены натяжные колеса с зубьями, основные параметры которых аналогичны параметрам ведущих колес, а сами они установлены на рычагах регулируемой длины. Причем рычаги размещены с возможностью поворота относительно оси ведущих колес и шарнирно соединены с амортизационно-натяжными механизмами, а ведущие колеса связаны с натяжными колесами цепной передачей с равным единице передаточным числом. Помимо прочего опорные катки подпружинены и установлены с возможностью перемещения в вертикальном направлении.

Предложенное изобретение поясняется иллюстрацией.

На фиг. 1 представлена схема мобильного энергетического средства с предложенным гусеничным движителем (вид сбоку).

Гусеничный движитель, содержит ведущие колеса 1 (фиг. 1), направляющие колеса 2, опорные катки 3, поддерживающие ролики 4, охватывающие их гусеничные цепи 5 и амортизационно-натяжные механизмы 6, причем высота зубьев ведущих колес 1 больше радиуса цевок звеньев гусеничных цепей 5 на величину, определяемую с учетом значений хода амортизационно-натяжного механизма 6. При этом направляющие колеса 2 установлены таким образом, что оси их вращения не перемещаются относительно рамы энергосредства, а в конструкцию гусеничного движителя дополнительно введены натяжные колеса 7. Основные параметры натяжных колес 7 аналогичны параметрам ведущих ко-

лес 1, а сами они установлены на рычагах 8 регулируемой длины. Причем рычаги 8 размещены с возможностью поворота относительно оси ведущих колес 1 и шарнирно соединены с амортизационно-натяжными механизмами 6, а ведущие колеса 1 связаны с натяжными колесами 7 цепной передачей 9 с передаточным числом равным единице. Помимо прочего, используемые в гусеничном двигателе опорные катки 3 подпружинены и установлены с возможностью перемещения в вертикальном направлении.

Предложенный гусеничный двигатель работает следующим образом.

Ведущие колеса 1, вращаясь, вовлекают в движение гусеничные цепи 5, которые перематываясь, расстилаются по земле и являются направляющей дорожкой для опорных катков 3, перемещая энергосредство. По мере перекатывания опорных катков 3 нижние звенья (траки) гусеничной цепи 5 переходят на заднюю, а затем на верхнюю ветвь, где опираются на поддерживающие ролики 4, а затем снова вступают в контакт с поверхностью грунта под передней частью энергосредства. При этом, поскольку направляющие колеса 2 неподвижны относительно рамы энергосредства, то длина нижней опорной ветви гусеничной цепи 5 остается примерно постоянной, а натяжение гусеничной цепи 5 поддерживается перемещением ее верхней ветви при помощи амортизационно-натяжного механизма 6, оказывающего давление на рычаг 8 с натяжным колесом 7. При этом синхронизация частот вращения ведущего колеса 1 и натяжного колеса 7 посредством цепной передачи 9 позволит поддерживать постоянное натяжение задней ветви гусеничной цепи 5, снизить переменные нагрузки на элементы ведущего моста, а подпружиненные подвижные опорные катки 3 обеспечат постоянную поддержку верхней ветви гусеничной цепи 5 при ее возможных перемещениях.

Гусеничный двигатель, содержащий ведущие колеса с зубьями увеличенной высоты, направляющие колеса, опорные катки, поддерживающие ролики, охватывающие их гусеничные цепи и амортизационно-натяжные механизмы, отличающийся тем, что направляющие колеса установлены таким образом,

что оси их вращения не перемещаются относительно рамы энергосредства, при этом в конструкцию гусеничного движителя дополнительно введены натяжные колеса с зубьями, основные параметры которых аналогичны параметрам ведущих колес, а сами они установлены на рычагах регулируемой длины, причем рычаги размещены с возможностью поворота относительно оси ведущих колес и шарнирно соединены с амортизационно-натяжными механизмами, а ведущие колеса связаны с натяжными колесами цепной передачей с равным единице передаточным числом, помимо прочего опорные катки подпружинены и установлены с возможностью перемещения в вертикальном направлении

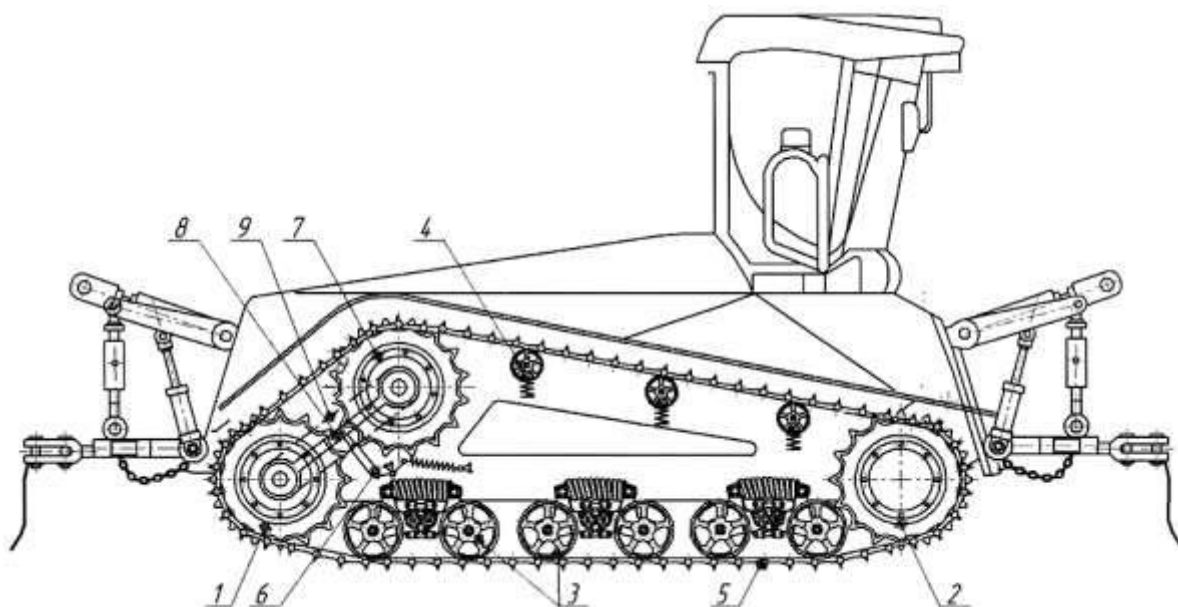


Рисунок 3.3 – схема к патенту №2676842

Описание к патенту № 2668480, [16].

Изобретение относится к целому к области систем гусеничных модулей транспортных средств такого типа, которые, как правило, предназначены для использования вместо колес транспортных средств. Устройство подвески каретки гусеничного модуля для присоединения к гусеничному модулю, имеющему раму (12), приводное колесо и бесконечную гусеницу, содержит: каретку (46) в сборе. Каретка (46) в сборе имеет опору (48) каретки по меньшей мере

один передний опорный контактирующий с грунтом каток и по меньшей мере один задний опорный контактирующий с грунтом каток на ней и переднюю и заднюю соединительные части (94, 92) опоры каретки. Опора (48) каретки включает в себя переднюю часть (50) опоры каретки, заднюю часть (52) опоры каретки, первый (82р) и второй (86р) шарниры подвески, передний и задний элементы (68, 70) подвески. Передняя часть (50) имеет по меньшей мере один передний опорный каток, присоединенный к ней с возможностью вращения на передней оси каретки, при этом передняя часть (50) включает в себя переднюю соединительную часть (94). Задняя часть (52) имеет по меньшей мере один задний опорный каток, присоединенный к ней с возможностью вращения на задней оси каретки, при этом задняя часть (52) включает в себя заднюю соединительную часть (92). Первый (82р) и второй (86р) шарниры реагируют на нагрузку и грунт и расположены на расстоянии друг от друга в направлении спереди/назад. Каждый из переднего и заднего элемента (68, 70) имеет верхний конец (68U, 70U) и нижний конец (68L, 70L), при этом верхние концы (68U, 70U) присоединены с возможностью поворота соответственно к первому (82р) и второму (86р) шарнирам, а их нижние концы (68L, 70L) присоединены с возможностью поворота соответственно к передней и задней соединительным частям (94, 92). Технический результат: разработка устройства подвески каретки гусеничного модуля, которое обладает способностью воспринимать большие нагрузки при одновременном сохранении меньших усилий при контакте с грунтом за счет обеспечения меньшей нагрузки на ось за счет более равномерного распределения нагрузки.

ОБЛАСТЬ ТЕХНИКИ, К КОТОРОЙ ОТНОСИТСЯ ИЗОБРЕТЕНИЕ

Изобретение относится к целом к области систем гусеничных модулей транспортных средств такого типа, которые, как правило, предназначены для использования вместо колес транспортных средств, и, более конкретно, к гусеничным модулям, имеющим передние и задние колеса и, по меньшей мере, один воспринимающий нагрузку, опорный каток между передним и задним ко-

лесами, которые все контактно взаимодействуют с бесконечной гусеницей, проходящей вокруг колес, для приведения транспортного средства в движение вдоль грунта.

ПРЕДПОСЫЛКИ К СОЗДАНИЮ ИЗОБРЕТЕНИЯ

Сельскохозяйственные транспортные средства, такие как тракторы, комбайны и тому подобное, часто используются в отраслях сельского хозяйства для разнообразных работ, и инженерно-строительные транспортные средства и другие рабочие транспортные средства крупного размера используются для множества разных работ на разнообразных поверхностях грунта. Как правило, указанные транспортные средства имеют большие колеса с шинами, на которые транспортные средства опираются на грунте. Однако для улучшенного сцепления системы гусеничных модулей транспортных средств (или «гусеничные модули» или «устройство гусеничного модуля») используются вместо колес с шинами, и подобные системы гусеничных модулей обеспечивают значительно большую площадь поверхности контакта с грунтом, обеспечивающую опору для веса транспортного средства, и предотвращение ситуации, при которой транспортные средства вязнут в грязи или других поверхностях мягкого грунта.

К проблемам, с которыми сталкиваются при использовании устройства гусеничного модуля транспортного средства, относится необходимость распределения нагрузки, воспринимаемой гусеничным модулем, среди различных колес/катков. Указанные нагрузки являются как статическими, так и динамическими, и могут изменяться во время эксплуатации транспортного средства. Нагрузки изменяются, когда транспортное средство перемещается по неровному грунту, при повороте транспортного средства и при изменении наклона грунта, по которому перемещается транспортное средство. В идеальном случае все колеса/катки остаются в контакте с грунтом посредством бесконечной ленты и постоянно воспринимают часть нагрузки

Один гусеничный модуль, который предназначен для распределения нагрузки сравнительно равномерно, раскрыт в патенте США № 7,628,235 (Satzler

и др.), принадлежащем CLAAS Industrietetechnik GmbH, Paderhorn, Германия. Раскрыто устройство с опорными катками транспортного средства, которое имеет, по меньшей мере, одну поворотную нижнюю раму и, по меньшей мере, одну дополнительную поворотную нижнюю раму, и на каждой из нижних рам, по меньшей мере, одно полевое колесо размещено с возможностью поворота. По меньшей мере, одна нижняя рама смонтирована с возможностью поворота на транспортном средстве, и указанная, по меньшей мере, одна дополнительная нижняя рама смонтирована с возможностью поворота на указанной, по меньшей мере, одной поворотной раме

Другой гусеничный модуль транспортного средства раскрыт в опубликованной заявке на патент США № 2013/0154345 (Schultz и др.), принадлежащей CLAAS Selbstfahrende Erntemaschinen GmbH, Harsewinkel, Германия. Раскрыт гусеничный модуль транспортного средства, который имеет множество опорных катков, которые расположены один за другим в направлении движения транспортного средства и вокруг которых намотана лента. Катки регулируются посредством, по меньшей мере, одного исполнительного механизма между первой конфигурацией, в которой все опорные катки нагружены, и второй конфигурацией, в которой, по меньшей мере, один наружный каток из опорных катков разгружен. Источник энергии подает энергию привода, необходимую для регулирования конфигурации. Накопитель энергии «заряжается» посредством источника энергии привода и соединен с исполнительным механизмом для снабжения исполнительного механизма энергией привода, необходимой для регулирования конфигурации

CLAAS также имеет линейку продуктов Lexion Terra Trac, которая включает в себя конфигурации, предназначенные для решения некоторых из указанных проблем. Однако ни одна из указанных систем по предшествующему уровню техники не включает в себя все из элементов по настоящему изобретению и не отвечает потребностям, указанным выше.

ЗАДАЧИ ИЗОБРЕТЕНИЯ

Задача указанного изобретения состоит в разработке устройства подвески каретки гусеничного модуля, которое обладает способностью воспринимать большие нагрузки при одновременном сохранении меньших усилий при контакте с грунтом за счет обеспечения меньшей нагрузки на ось за счет более равномерного распределения нагрузки.

Другая задача указанного устройства подвески каретки гусеничного модуля по изобретению состоит в минимизации неподрессоренной массы устройства гусеничного модуля.

Еще одна задача устройства подвески каретки гусеничного модуля транспортного средства по изобретению состоит в выполнении устройства подвески каретки гусеничного модуля, которое обеспечивает «разделение» изменений нагрузки между осями.

Еще одна задача устройства подвески каретки гусеничного модуля транспортного средства по изобретению состоит в выполнении устройства гусеничного модуля, в котором распределение нагрузки на колеса/катках не зависит от вертикальной нагрузки.

Еще одна задача устройства подвески каретки гусеничного модуля транспортного средства по изобретению состоит в выполнении устройства гусеничного модуля, которое имеет независимое перемещение в режиме крена для всех осей каретки.

Дополнительная задача указанного изобретения состоит в выполнении устройства подвески каретки гусеничного модуля, которое включает в себя шарнирно-сочлененную каретку в сборе и которое имеет независимую приспособляемость к движению каретки с креном.

Указанные и другие задачи изобретения будут очевидными из нижеследующих описаний и из чертежей

СУЩНОСТЬ ИЗОБРЕТЕНИЯ

Указанное изобретение представляет собой устройство подвески каретки гусеничного модуля для присоединения к гусеничному модулю, который вклю-

чает в себя раму, приводное колесо и бесконечную гусеницу. Устройство подвески каретки по изобретению содержит: (1) каретку в сборе, имеющую опору каретки, по меньшей мере, один вращающийся контактирующий с грунтом, опорный каток на ней и переднюю и заднюю соединительные части опоры каретки; (2) первый и второй шарниры подвески, реагирующие на нагрузку и грунт и расположенные на расстоянии друг от друга в направлении спереди/назад, и (3) передний и задний элементы подвески, каждый из которых имеет верхний конец и нижний конец, при этом верхние концы переднего и заднего элементов подвески присоединены с возможностью поворота соответственно к первому и второму шарнирам подвески, а их нижние концы присоединены с возможностью поворота соответственно к задней и передней соединительным частям опоры каретки.

Термин «элементы подвески», используемый в указанном документе, относится к компонентам в системе подвески, которые обеспечивают упругую силу и/или демпфирование в системе.

Термин «контактирующий с грунтом», используемый в указанном документе в отношении колеса, означает, что колесо опирается на грунт через бесконечную гусеницу, которая сцеплена с колесом при нормальных условиях эксплуатации.

Термин «опорный (-е) каток (катки)», используемый в указанном документе, относится к одному или более каткам, обеспечивающим опору для транспортного средства в средней контактирующей с грунтом зоне гусеничного модуля, при этом другая опора при контакте с грунтом обеспечивается сзади и/или спереди от опорного (-ых) катка (-ов).

Выражение «между ними» при упоминании положения контактирующих с грунтом, опорных катков означает, что опорные катки расположены за передним (-и) контактирующим (-и) с грунтом колесом (-ами) и перед задним (-и) контактирующим (-и) с грунтом колесом (-ами) вдоль направления перемещения.

Термин «неприводной», используемый в указанном документе, относится к колесу, которое не является приводным колесом, но вращается только за счет его контактного взаимодействия с бесконечной гусеницей.

Термин «реагирующий на нагрузку и грунт», используемый в указанном документе в отношении шарниров подвески, означает, что положения подобных шарниров над грунтом могут изменяться, включая изменение положения относительно рамы, и зависят от рельефа грунта под гусеницей и от суммарной нагрузки на гусеничный модуль независимо от ее причин

Термин «взаимозависимый», используемый в указанном документе при описании перемещений совокупности шарниров подвески, реагирующих на нагрузку и грунт, относится к тому, что перемещение в одном подобном шарнире вызывает перемещения во всех шарнирах в указанной совокупности. Указанная взаимозависимость может быть вызвана наличием жестких конструктивных элементов, которые соединяют подобные взаимозависимые шарниры подвески. Перемещения подобных взаимозависимых шарниров необязательно происходят в одном и том же направлении, а также необязательно имеют одну и ту же величину; указанные взаимосвязи зависят от конфигураций конструкций, соединяющих подобные шарниры подвески.

Определенные предпочтительные варианты осуществления устройства подвески каретки по пункту 1 формулы изобретения дополнительно включают в себя третий шарнир подвески, реагирующий на нагрузку и грунт, и каретка в сборе дополнительно включает в себя рычаг каретки в сборе, который присоединен с возможностью поворота (a) на дистальном конце рычага каретки в сборе к третьему шарниру подвески и (b) на проксимальном конце рычага каретки в сборе к опоре каретки. В некоторых из указанных вариантов осуществления поворотные соединения переднего и заднего элементов подвески в первом и втором шарнирах подвески соответственно выполнены с возможностью обеспечения поворота, имеющего, по меньшей мере, две степени свободы, и задняя и передняя поворотные соединительные части опоры каретки выполнены с

возможностью обеспечения поворота, имеющего, по меньшей мере, две степени свободы

В некоторых предпочтительных вариантах осуществления устройства подвески каретки указанный, по меньшей мере, один опорный каток включает в себя, по меньшей мере, один передний опорный каток и, по меньшей мере, один задний опорный каток, и опора каретки включает в себя (а) переднюю часть опоры каретки, которая имеет указанный, по меньшей мере, один передний опорный каток, присоединенный к ней с возможностью вращения на передней оси каретки, при этом передняя часть опоры каретки включает в себя переднюю соединительную часть опоры каретки, и (б) заднюю часть опоры каретки, которая имеет указанный, по меньшей мере, один задний опорный каток, присоединенный к ней с возможностью вращения на задней оси каретки, при этом задняя часть опоры каретки включает в себя заднюю соединительную часть опоры каретки.

Некоторые предпочтительные варианты осуществления включают в себя, по меньшей мере, два передних опорных катка, и, по меньшей мере, два задних опорных катка, при этом передняя ось каретки поворачивается на передней оси крена каретки, перпендикулярной к ней, и задняя ось каретки поворачивается на задней оси крена каретки, перпендикулярной к ней.

В некоторых других вариантах осуществления передняя и задняя части опоры каретки присоединены с возможностью поворота на третьей оси каретки в сборе.

В некоторых предпочтительных вариантах осуществления опора каретки дополнительно включает в себя среднюю часть опоры каретки, которая имеет, по меньшей мере, один средний опорный каток, прикрепленный к ней на средней оси каретки. Некоторые из указанных вариантов осуществления включают в себя, по меньшей мере, два передних опорных катка, по меньшей мере, два задних опорных катка и, по меньшей мере, два средних опорных катка. В указанных вариантах осуществления (а) передняя ось каретки поворачивается на

передней оси крена каретки, перпендикулярной к ней, (b) средняя ось каретки поворачивается на средней оси крена каретки, перпендикулярной к ней, и (c) задняя ось каретки поворачивается на задней оси крена каретки, перпендикулярной к ней. Кроме того, в некоторых из указанных вариантов осуществления передняя и средняя части опоры каретки присоединены с возможностью поворота на третьей оси каретки в сборе

В некоторых очень предпочтительных вариантах осуществления устройства подвески каретки по изобретению каждый из переднего и заднего элементов подвески включает в себя газонаполненные компоненты для обеспечения упругой силы. В некоторых из указанных вариантов осуществления каждый из переднего и заднего элементов подвески дополнительно включает в себя гидравлические компоненты, и в некоторых из указанных вариантов осуществления передний и задний элементы подвески находятся в общей гидравлической схеме. Кроме того, некоторые из указанных вариантов осуществления включают в себя внешний аккумулятор, который гидравлически соединен с общей гидравлической схемой.

В некоторых вариантах осуществления, которые имеют множество опорных катков, опорные катки имеют диаметры, которые являются по существу одинаковыми.

В некоторых очень предпочтительных вариантах осуществления первый и второй шарниры подвески, реагирующие на нагрузку и грунт, независимо реагируют на изменения нагрузки и грунта. В некоторых других вариантах осуществления перемещения первого и второго шарниров подвески, реагирующих на нагрузку и грунт, являются взаимозависимыми.

Некоторые очень предпочтительные варианты осуществления также включают в себя третий шарнир подвески, реагирующий на нагрузку и грунт, и каретка в сборе дополнительно включает в себя рычаг каретки в сборе, присоединенный с возможностью поворота (a) на дистальном конце рычага каретки в сборе к третьему шарниру подвески и (b) на проксимальном конце рычага ка-

ретки в сборе к опоре каретки. В подобных вариантах осуществления перемещения шарниров подвески являются взаимозависимыми

КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ

Фиг.1А представляет собой чертеж в перспективе одного варианта осуществления устройства гусеничного модуля транспортного средства по указанному изобретению.

Фиг.1В представляет собой чертеж в перспективе варианта осуществления по фиг.1А, если смотреть со стороны, противоположной той, которая показана на фиг.1А.

Фиг.2 представляет собой чертеж в перспективе частей вариантов осуществления устройства гусеничного модуля транспортного средства по фиг.1А и 1В, иллюстрирующий компоненты рычажного механизма подвески без приводного колеса, бесконечной полимерной гусеницы, катков, рамы и элементов подвески

Фиг.3 представляет собой чертеж в перспективе с пространственным разделением элементов варианта осуществления по фиг.1А и 1В.

Фиг.4 представляет собой боковой вид варианта осуществления по фиг.1А и 1В при удаленном ближнем комплекте неприводных колес и опорных катков для показа рычажных механизмов.

Фиг.5 представляет собой боковой вид частей варианта осуществления устройства гусеничного модуля транспортного средства по фиг.1А и 1В, показывающий компоненты рычажного механизма подвески без приводного колеса и бесконечной гусеницы и катков.

Фиг.6А представляет собой чертеж в перспективе частей опоры каретки в сборе, предусмотренной в устройстве гусеничного модуля транспортного средства по фиг.1А и 1В.

Фиг.6В представляет собой чертеж в перспективе опоры каретки по фиг.6А, показывающий переднюю часть опоры каретки, повернутую относительно задней части опоры каретки вокруг третьей оси каретки в сборе.

Фиг.7А-7F представляют собой боковые виды варианта осуществления по фиг.1А и 1В, иллюстрирующие перемещение устройства гусеничного модуля транспортного средства, когда он перемещается по небольшой неровности на траектории его перемещения. Фиг.7А показывает устройство гусеничного модуля непосредственно перед сближением с неровностью.

Фиг.7В показывает устройство гусеничного модуля с его передними не-приводными колесами поверх неровности.

Фиг.7С показывает устройство гусеничного модуля с его передними опорными катками поверх неровности.

Фиг.7D показывает устройство гусеничного модуля с его средними опорными катками поверх неровности.

Фиг.7Е показывает устройство гусеничного модуля с его задними опорными катками поверх неровности.

Фиг.7F показывает устройство гусеничного модуля с его задними не-приводными колесами поверх неровности.

Фиг.8А представляет собой боковой вид варианта осуществления по фиг.1А и 1В, иллюстрирующий перемещение устройства гусеничного модуля транспортного средства, когда оно перемещается на подъеме.

Фиг.8В представляет собой боковой вид варианта осуществления по фиг.1А и 1В, иллюстрирующий перемещение устройства гусеничного модуля транспортного средства, когда оно перемещается на спуске.

Фиг.9 представляет собой схематический чертеж переднего и заднего элементов подвески в гидравлической схеме.

Фиг.10 представляет собой схематическое изображение варианта осуществления по фиг.1А и 1В, иллюстрирующее воспринимаемую нагрузку FL и пять получающихся в результате нагрузок F1-F5 на колеса/катки.

Фиг.11 представляет собой боковой вид (аналогичный фиг.4) первого альтернативного варианта осуществления устройства гусеничного модуля транспортного средства по указанному изобретению. Такой вариант осуществ-

ления аналогичен варианту осуществления по фиг.4, но включает в себя только передний и задний опорные катки с соответствующими модификациями компонентов, используемых в системе подвески.

Фиг.12 представляет собой боковой вид (аналогичный фиг.4) второго альтернативного варианта осуществления устройства гусеничного модуля транспортного средства по указанному изобретению. Такой вариант осуществления аналогичен варианту осуществления по фиг.11, но не включает в себя натяжной элемент, и передний неприводной узел включает в себя только переднее неприводное колесо.

Фиг.13 представляет собой боковой вид (аналогичный фиг.4) третьего альтернативного варианта осуществления устройства гусеничного модуля транспортного средства по указанному изобретению. Такой вариант осуществления аналогичен варианту осуществления по фиг.4, но не включает в себя натяжной элемент, и передний неприводной узел включает в себя только переднее неприводное колесо.

Фиг.14 представляет собой боковой вид (аналогичный фиг.4) четвертого альтернативного варианта осуществления устройства гусеничного модуля транспортного средства по указанному изобретению. Такой вариант осуществления аналогичен варианту осуществления по фиг.13, но не включает в себя третью ось каретки в сборе.

Фиг.15А представляет собой боковой вид частей варианта осуществления устройства гусеничного модуля транспортного средства по фиг.1 для иллюстрации детали конца натяжного элемента.

Фиг.15В представляет собой вид в разрезе конструкции по фиг.15А.

Фиг.15С представляет собой увеличенное изображение части вида по фиг.15В, конкретно показывающее конец натяжного элемента.

Фиг.16 представляет собой таблицу ссылочных позиций для компонентов и других объектов, проиллюстрированных на фиг.1А-15С и 17А-20, и для сил, показанных на чертежах.

Фиг.17А представляет собой таблицу размеров для приведенного в качестве примера устройства гусеничного модуля

Фиг.17В представляет собой группу из пяти таблиц, иллюстрирующих пять разных совокупностей нагрузок на приведенное в качестве примера устройство по фиг.17А и пять получающихся в результате распределений нагрузок.

Фиг.18 представляет собой чертеж в перспективе пятого альтернативного варианта осуществления гусеничного модуля, который включает в себя устройство подвески каретки, в котором перемещения первого и второго шарниров подвески, реагирующих на нагрузку и грунт, являются взаимозависимыми.

Фиг.19 представляет собой вертикальный вид сбоку варианта осуществления по фиг.18

ПОДРОБНЫЕ ОПИСАНИЯ ПРЕДПОЧТИТЕЛЬНЫХ ВАРИАНТОВ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ИЗОБРЕТЕНИЯ

Фиг.1А представляет собой чертеж в перспективе варианта 10 осуществления устройства гусеничного модуля транспортного средства по указанному изобретению. (При упоминании в указанном документе вариант осуществления устройства гусеничного модуля и само устройство гусеничного модуля могут быть упомянуты с использованием одной и той же ссылочной позиции. Следовательно, например, «вариант 10 осуществления» и «устройство 10 гусеничного модуля» относятся к одному и тому же устройству.) Вариант 10 осуществления включает в себя раму 12 модуля, приводное колесо 14, которое выполнено с возможностью вращения относительно рамы 12, при этом приводное колесо имеет ось 16 приводного колеса, контактирующие с грунтом, передние колеса 18 и контактирующие с грунтом, задние колеса 20 и контактирующие с грунтом, опорные катки 56, 60 и 64 и бесконечную гусеницу 22, которая проходит вокруг колес/катков 14, 18, 20, 56, 60, 64 и приводится в движение посредством ее сцепления с приводным колесом 14

Фиг.1В представляет собой чертеж в перспективе устройства 10 гусеничного модуля по фиг.1А, если смотреть со стороны, противоположной той, которая показана на фиг.1А. Как показано на фиг.1В, устройство 10 гусеничного модуля включает в себя соединение 11 с транспортным средством, в зоне которого устройство 10 гусеничного модуля присоединено к транспортному средству, и коробку 14g передач, которая получает энергию от транспортного средства посредством входного вала 14р коробки передач.

В варианте 10 осуществления передние колеса 18 представляют собой передние неприводные колеса 18, и задние колеса 20 представляют собой задние неприводные колеса 20. В некоторых вариантах осуществления устройства гусеничного модуля, раскрытых в указанном документе, предусмотрено, что переднее или заднее колесо может также функционировать в качестве приводного колеса. Кроме того, в варианте 10 осуществления бесконечная гусеница 22 представляет собой бесконечную полимерную гусеницу 22. Предусмотрено, что бесконечная гусеница 22 может быть создана из самых разных материалов и конструктивных элементов, включающих в себя металлические компоненты, такие как известны в настоящее время в некоторых гусеничных транспортных средствах. Конкретные свойства и материалы бесконечной гусеницы не являются главными для идей конфигурации гусеничного модуля.

Опорные катки 56 представляют собой передние опорные катки, опорные катки 60 представляют собой задние опорные катки, и опорные катки 64 представляют собой средние опорные катки. Опорные катки 56, 60 и 64 представляют собой часть каретки 46 в сборе. Вариант 10 осуществления также включает в себя передний рычаг 24 подвески, задний рычаг 34 подвески, передний элемент 68 подвески, задний элемент 70 подвески и натяжной элемент 106. Передний элемент 68 подвески включает в себя верхний конец 68U и нижний конец 68L, и задний элемент 70 подвески включает в себя верхний конец 70U и нижний конец 70L. Использование перечня и ссылочных позиций верхних кон-

цов и нижних концов конкретно показано на фиг.4 и 18-19 и рассмотрено в отношении варианта осуществления по фиг.18-19

Направление перемещения вперед гусеничного модуля по варианту 10 осуществления (и других аналогичных вариантов осуществления, представленных в указанном документе) определяется передними неприводными колесами 18, находящимися перед задними неприводными колесами 20. Фиг.4 включает в себя стрелку 122, указывающую направление перемещения, применимое для всех вариантов осуществления и определяемое передними и задними компонентами вариантов осуществления.

Фиг.2-6В иллюстрируют устройство 10 гусеничного модуля и разные узлы, образующие его части, на нескольких видах, чтобы показать более четко различные аспекты устройства 10 гусеничного модуля. Фиг.2 представляет собой чертеж в перспективе частей устройства 10 гусеничного модуля, иллюстрирующий ряд компонентов рычажного механизма подвески без приводного колеса 14, гусеницы 22, передних неприводных колес 18, задних неприводных колес 20, передних опорных катков 56, задних опорных катков 60, средних опорных катков 64, рамы 12, переднего элемента 68 подвески, заднего элемента 70 подвески и натяжного элемента 106. Фиг.3 представляет собой чертеж в перспективе с пространственным разделением элементов устройства 10 гусеничного модуля.

Фиг.4 представляет собой боковой вид устройства 10 гусеничного модуля с удаленным ближним (на чертеже) комплектом неприводных колес 18 и 20 и опорных катков 56, 60 и 64, чтобы показать различные элементы варианта 10 осуществления более четко.

Фиг.5 представляет собой боковой вид частей устройства 10 гусеничного модуля. Аналогично фиг.2, фиг.5 иллюстрирует различные компоненты устройства 10 при непоказанных некоторых компонентах, чтобы улучшить видимость других компонентов.

иг.6А и 6В представляют собой чертежи в перспективе частей опоры каретки 46 в сборе, предусмотренной в устройстве 10 гусеничного модуля транспортного средства, без опорных катков 56, 60 и 64. Фиг.6А иллюстрирует опору 48 каретки, ориентированную так, как будто устройство 10 находится на плоском участке грунта. Фиг.6В иллюстрирует опору 48 каретки в ситуации, как будто устройство 10 находится на неровном грунте, для иллюстрации некоторых из степеней свободы, доступных в конфигурации опоры 48 каретки в каретке 46 в сборе. Дополнительное описание представлено ниже в указанном документе

Нижеприведенное описание устройства 10 гусеничного модуля относится к фиг.1А-6В вместе. Следует отметить, что на всех чертежах символ «+» используется для обозначения оси вращения. Как правило, термин «ось», используемый в указанном документе, относится к оси поворота, которая включает в себя необходимую несущую конструкцию и другие компоненты для обеспечения возможности поворота/вращения вокруг такой оси. В качестве примера ось 16 приводного колеса, вокруг которой вращается приводное колесо 14, обозначена на фиг.4 символом «+». Предполагается, что части несущей конструкции (непоказанной), которые необходимы для вращения приводного колеса 14 вокруг оси 16, представляют собой компонент варианта 10 осуществления. В шести случаях в рамках варианта 10 осуществления символ «+» указывает на точку поворота, которая может обеспечить более одной степени свободы относительно движения. Это показано посредством (а) названия, включающего термин «точка поворота» (pivot), а не «ось» (axis), и (b) соответствующей ссылочной позиции, заканчивающейся буквой "p". Указанными случаями являются 82p, 84p, 86p, 88p, 112p и 116p. Как описано позднее в указанном документе, подобное большее число степеней свободы относительного движения может быть обеспечено посредством использования шаровых опор. Следует понимать, что предусмотрено, что в некоторых вариантах осуществления подобные «точки поворота» могут также быть просто осями, конфигурированными для вра-

щения/поворота с одной степенью свободы. Использование термина «точка поворота» не предназначено для ограничения объема настоящего изобретения движением с несколькими степенями свободы в подобных местах в вариантах осуществления, имеющих подобные точки поворота

Средний рычаг 24 подвески присоединен к раме 12 с возможностью поворота на оси 26 переднего рычага и проходит вперед до дистального конца 28 переднего рычага, на котором узел 30 с передними колесами закреплен с возможностью поворота. В устройстве 10 узел 30 с передними колесами также назван передним неприводным узлом 30, поскольку в устройстве 10 переднее колесо 18 представляет собой переднее неприводное колесо 18. Передний рычаг 24 подвески проходит назад до заднего конца 32 подвески. Аналогичным образом, задний рычаг 34 подвески присоединен к раме 12 с возможностью поворота на оси 36 заднего рычага и проходит назад до дистального конца 38 заднего рычага, на котором закреплен узел 42 с задними колесами. В устройстве 10 узел 42 с задними колесами также назван задним неприводным узлом 42, поскольку в устройстве 10 заднее колесо 20 представляет собой заднее неприводное колесо 20.

В варианте 10 осуществления задний неприводной узел 42 содержит главным образом задние неприводные колеса 20, которые закреплены с возможностью поворота на оси 118 задних неприводных колес. Задний рычаг 34 подвески проходит вперед до переднего конца 40 подвески. В варианте 10 осуществления ось переднего рычага и ось 36 заднего рычага совпадают и вместо образуют ось 44 рычагов подвески. Предусмотрено, что подобное совпадение не является ограничивающим; возможны другие конфигурации устройства гусеничного модуля, в которых ось 26 переднего рычага и ось 36 заднего рычага не совпадают.

Ось 44 рычага подвески по варианту 10 осуществления показана как находящаяся позади и ниже оси 16 приводного колеса, что определяется стрелкой 122, указывающей направление перемещения, на фиг.4. Предусмотрено, что

подобное относительное положение по отношению к оси 16 приводного колеса не является ограничивающим; возможны другие относительные положения оси 26 переднего рычага и оси 36 заднего рычага для подобного устройства гусеничного модуля

Каретка 46 в сборе включает в себя два передних опорных катка 56, два средних опорных катка 64 и два задних опорных катка 60. Каретка 46 в сборе также включает в себя опору 48 каретки, которая включает в себя переднюю часть 50 опоры каретки, среднюю часть 54 опоры каретки, заднюю часть 52 опоры каретки и рычаг 102 опоры каретки. Передние опорные катки 56 выполнены с возможностью вращения относительно передней части 50 опоры каретки вокруг передней оси 58 каретки. Кроме того, передняя ось 58 каретки поворачивается в ограниченном диапазоне углов вокруг передней оси 96 крена каретки, которая перпендикулярна к передней оси 58 каретки.

Аналогичным образом, подобный относительный поворот также предусмотрен для средних опорных катков 64 и задних опорных катков 60. Средние опорные катки 64 выполнены с возможностью вращения относительно средней части 54 опоры каретки вокруг средней оси 66 каретки. Средняя ось 66 каретки поворачивается в ограниченном диапазоне углов вокруг средней оси 100 крена каретки, которая перпендикулярна к средней оси 66 каретки. Задние опорные катки 60 выполнены с возможностью вращения относительно задней части 52 опоры каретки вокруг задней оси 62 каретки. Задняя ось 62 каретки поворачивается в ограниченном диапазоне углов вокруг задней оси 98 крена каретки, которая перпендикулярна к задней оси 62 каретки.

Опора 48 каретки также включает в себя шейки 96b, 100b и 98b, конфигурированные следующим образом: (1) шейка 96b у передней оси 96 крена каретки; (2) шейка 100b у средней оси 100 крена каретки и (3) шейка 98b у задней оси 98 крена каретки. Каретка 46 в сборе также включает в себя передний мост 96a каретки в сборе, к которому передние опорные катки 56 присоединены с возможностью поворота, средний мост 100a каретки в сборе, к которому сред-

ние опорные катки 64 присоединены с возможностью поворота, и задний мост 98а каретки в сборе, к которому задние опорные катки 60 присоединены с возможностью поворота. Шейки 96b, 100b и 98b выполнены с возможностью обеспечения поворота мостов 96а, 100а и 98а каретки в сборе на подобных соответствующих шейках вокруг соответственно передней оси 96 крена каретки, средней оси 100 крена каретки и задней оси 98 крена каретки. Передняя ось 96 крена каретки и задняя ось 98 крена каретки показаны на соответствующих концах опоры 48 каретки на фиг.6А и 6В. Кроме того, на фиг.6А и 6В средняя ось 100 крена каретки показана пунктирными линиями на шейке 100b вокруг средней оси крена каретки, но следует понимать, что она расположена внутри в центре шейки 100b параллельно подобным пунктирным линиям, а не на поверхности шейки 100b

Опора 48 каретки в каретке 46 в сборе присоединена с возможностью поворота относительно первой оси 78 каретки в сборе к переднему рычагу 24 подвески в некотором месте вдоль рычага 24 между осью 26 переднего рычага и дистальным концом 28 переднего рычага посредством рычага 72 каретки в сборе на дистальном конце 74 рычага каретки в сборе. (Первая ось 78 каретки в сборе также названа в указанном документе третьим шарниром 78 подвески, реагирующим на нагрузку и грунт.) Рычаг 72 каретки в сборе также включает в себя проксимальный конец 76 рычага каретки в сборе, который присоединен с возможностью поворота к рычагу 102 опоры каретки в опоре 48 каретке на второй оси 80 каретки в сборе.

Опора 48 каретки в каретке 46 в сборе также присоединена к переднему рычагу 24 подвески и заднему рычагу 34 подвески посредством элементов 68 и 70 подвески. Передний элемент 68 подвески присоединен с возможностью поворота к заднему концу 32 подвески на переднем рычаге 24 подвески в точке 82р поворота переднего элемента подвески и присоединен с возможностью поворота к задней части 52 опоры подвески в первой точке 84р поворота каретки в сборе в задней соединительной части 92 опоры каретки. Задний элемент 70

подвески присоединен с возможностью поворота к переднему концу 40 подвески на заднем рычаге 34 подвески в точке 86р поворота заднего элемента подвески и присоединен с возможностью поворота к передней части 50 опоры подвески во второй точке 88р поворота каретки в сборе в передней соединительной части 94 опоры подвески.

Точка 82р поворота переднего элемента подвески иногда названа в указанном документе первым шарниром 82р подвески, реагирующим на нагрузку и грунт, и точка 86р поворота заднего элемента подвески иногда названа в указанном документе вторым шарниром 86р подвески, реагирующим на нагрузку и грунт. Термин «шарнир подвески, реагирующий на нагрузку и грунт» иногда сокращен до «шарнира подвески».

В пределах опоры 48 каретки в каретке 46 в сборе в устройстве 10 гусеничного модуля передняя часть 50 опоры каретки и задняя часть 54 опоры каретки присоединены с возможностью поворота относительно третьей оси 90 каретки в сборе

Вариант 10 осуществления включает в себя натяжной элемент 106, который обеспечивает соединение между передним рычагом 24 подвески и передним не приводным узлом 30. Передний не приводной узел 30 включает в себя передние не приводные колеса 18 и ось 104 переднего не приводного узла, вокруг которой вращаются передние не приводные колеса 18. Передний не приводной узел 30 также включает в себя рычажный механизм 120 для колес на оси 104 переднего не приводного узла; в устройстве 10 рычажный механизм 120 для колес представляет собой не приводной рычажный механизм 120. Дистальный конец 28 переднего рычага присоединен с возможностью поворота к не приводному рычажному механизму 120 на оси 114 смещения не приводного узла, которая смещена от оси 104 переднего не приводного узла.

Первый конец 108 натяжного элемента 106 присоединен с возможностью поворота к переднему рычагу 24 подвески в проксимальной точке 112р поворота натяжного элемента на переднем конце 40 подвески между дистальным кон-

цом 28 переднего рычага и осью 44 рычага подвески. Второй конец 110 натяжного элемента присоединен с возможностью поворота к переднему неприводному узлу 30 в дистальной точке 116р поворота натяжного элемента, смещенной от оси 104 переднего неприводного узла. Ось 114 смещения неприводного узла параллельна оси 104 переднего неприводного узла и смещена вокруг нее в угловом направлении так, что неприводной рычажный механизм 120 представляет собой рычаг класса 2 с осью 114 смещения неприводного узла, представляющей собой его точку опоры. Силы натяжения, действующие на гусеницу 22, обеспечиваются посредством неприводных колес 18 с помощью натяжного элемента 106 посредством действия рычага класса 2 в неприводном рычажном механизме 120, на который воздействует натяжной элемент 106.

Элементы 68 и 70 подвески и натяжной элемент 106 могут создавать как упругую, так и демпфирующую силы. В некоторых вариантах осуществления подобные элементы могут быть газонаполненными и включать в себя полость, заполненную жидкостью, для обеспечения сил обоих типов для системы подвески. Подобные элементы хорошо известны специалистам в области подвесок транспортных средств. Дополнительное описание элементов 68 и 70 подвески приведено при описании фиг.9

Фиг.7А-8В иллюстрируют кинематику устройства 10 гусеничного модуля при различных условиях эксплуатации. Каждый подобный чертеж представляет собой иллюстрацию устройства 10 на виде сбоку при характерных условиях для демонстрации относительного движения компонентов устройства 10 при таких условиях. Фиг.7А-7F иллюстрируют перемещение устройства 10 гусеничного модуля транспортного средства, когда оно перемещается через небольшую неровность 126 на грунте 124 вдоль его траектории перемещения. Фиг.7А показывает устройство 10 гусеничного модуля непосредственно перед «столкновением» с неровностью 126. Фиг.7В показывает устройство 10 с его передними неприводными колесами 18 поверх неровности 126. Фиг.7С показывает устройство 10 с передними опорными катками 18 поверх неровности 126. Фиг.7D по-

казывает устройство 10 со средними опорными катками 64 поверх неровности 126. Фиг.7Е показывает устройство 10 с задними опорными катками 60 поверх неровности 126. Фиг.7F показывает устройство 10 с задними неприводными колесами 20 поверх неровности 126.

Фиг.8А представляет собой боковой вид устройства 10 гусеничного модуля, иллюстрирующий устройство 10, когда оно перемещается по поднимающемуся вверх участку 128 грунта 124. Аналогичным образом, фиг.8В представляет собой боковой вид устройства 10, иллюстрирующий устройство 10, когда оно перемещается по опускающемуся вниз участку 130 грунта 124. Каждая из фиг.7А-8В иллюстрирует неприводные колеса 18 и 20 и опорные катки 56, 60 и 64, которые все находятся в контакте с грунтом 124 для восприятия некоторой части нагрузок на устройство 10.

Фиг.9 представляет собой схематический чертеж переднего элемента 68 подвески и заднего элемента 70 подвески в гидравлической схеме 134. Каждый из элементов 68 и 70 подвески включает в себя гидравлические цилиндры 136, содержащие рабочую жидкость 144, и газонаполненные цилиндры 138, содержащие газ 146, разделенные поршнями 140. Гидравлические цилиндры 136 и газонаполненные цилиндры 138 уплотнены с возможностью перемещения для обеспечения относительного перемещения посредством уплотнений 142, и газонаполненные цилиндры 138 и поршни 140 уплотнены с возможностью перемещения для обеспечения относительного перемещения посредством другого комплекта уплотнений 142, так что объемы как рабочей жидкости 144, так и газа 146 могут изменяться под нагрузками, которые действуют на элементы 68 и 70 подвески. В подобных компонентах газ 146, как правило, представляет собой азот, но могут быть использованы другие газы

Гидравлические цилиндры 136 соединены друг с другом посредством гидравлической магистрали 148, обеспечивающей размещение элементов 68 и 70 подвески в общей гидравлической схеме, так что давления в элементах 68 и 70 подвески равны. Газ 146 в газонаполненных цилиндрах 138 позволяет эле-

ментам 68 и 70 подвески создавать упругие силы для системы подвески устройства 10, в то время как рабочая жидкость 144, проходящая по гидравлической магистрали 148, позволяет элементам 68 и 70 подвески создавать демпфирующие силы для системы подвески устройства 10.

Гидравлическая схема 134 также включает в себя внешний аккумулятор 150, соединенный с гидравлической магистралью 148 посредством трубки 156 аккумулятора. Аккумулятор 150 включает в себя как рабочую жидкость 144, так и газ 146, герметично отделенные друг от друга посредством поршня 152 аккумулятора, уплотненного в аккумуляторе 150 с возможностью перемещения посредством уплотнения 154 аккумулятора. Газ 146 в аккумуляторе 150 обеспечивает дополнительную упругую силу для системы подвески устройства 10, в то время как рабочая жидкость 144, проходящая по трубке 156 аккумулятора и гидравлической магистрали 148, обеспечивает дополнительную демпфирующую силу для системы подвески устройства 10.

Элементы 68 и 70 подвески и натяжной элемент 106 могут обеспечивать силы, создаваемые подвеской, которые являются переменными. Например, демпфирующие силы могут зависеть от направления перемещения (расширения или сжатия) элемента для обеспечения определенных заданных эксплуатационных характеристик подвески.

Функционирование компонентов гидравлической схемы 134 хорошо известно специалистам в области механических систем. Предусмотрено, что фиг.9 является только схематической. Например, функции поршня 152 аккумулятора и уплотнения 154 аккумулятора могут обеспечиваться мембраной, диафрагмой или другим аналогичным компонентом. Аналогичным образом, компоненты элементов 68 и 70 подвески также могут отличаться от описанных выше при одновременном обеспечении аналогичного функционирования элементов 68 и 70 подвески.

Фиг.10 представляет собой схематическое изображение варианта осуществления по фиг.1А и 1В, иллюстрирующее воспринимаемую нагрузку FL и со-

вокупность из пяти результирующих нагрузок F1-F5 на колеса/катки. Нагрузка на передние колеса 18 обозначена F1, нагрузка на передние опорные катки 56 обозначена F2, нагрузка на средние опорные катки 64 обозначена F3, нагрузка на задние опорные катки 60 обозначена F4, и нагрузка на задние колеса 20 обозначена F5. Поскольку вся воспринимаемая нагрузка FL действует на ось 44 рычага подвески, фиг.10 показывает FL в таком месте на схематическом чертеже по фиг.10

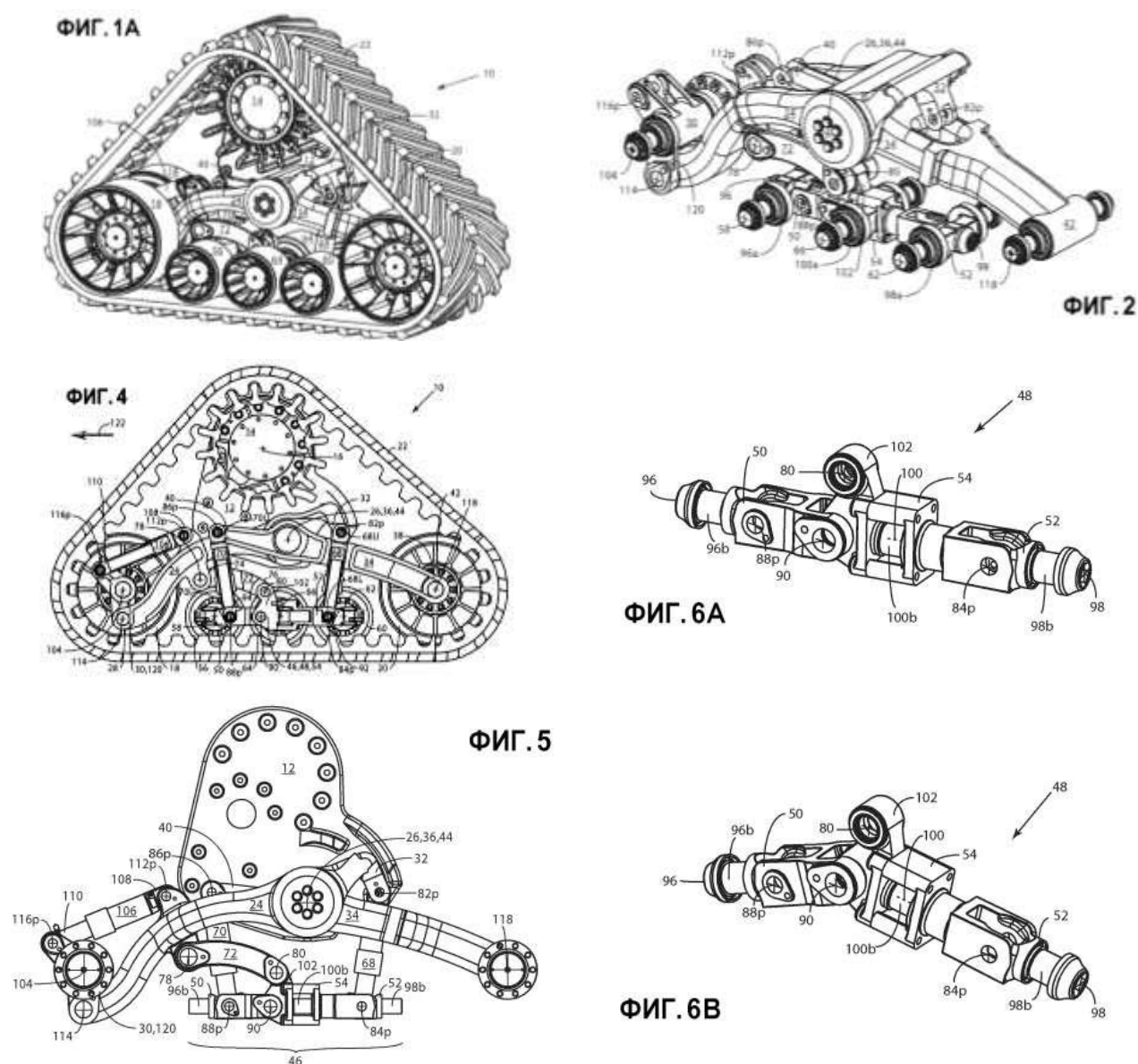


Рисунок 3.4 – Схемы к патенту №2668480

3.2 Проектирование натяжного устройства гусеницы.

Натяжное устройство гусеницы представляет из себя гидроцилиндр-амортизатор со штоком и поршнем. Внутри дополнительно установлена возвратная пружина которая создает предварительное натяжение гусеницы.

В поршне установлены клапана (прямой и обратный).

Полость гидроцилиндра заполняется специальным маслом.

Принцип работы устройства заключается в следующем: при наезде гусеницей на препятствие возникает сила которая перемещает шток с поршнем направляющего колеса в глубь гидроцилиндра и сжимает большую пружину, но гидравлическое масло не позволяет пружине совершать колебательные движения, так как вытесненное масло перетекает через прямой клапан в другую полость. Обратно масло перетекает через другой клапан с меньшим давлением срабатывания.

Предварительную рабочую длину устанавливают с помощью регулировочных гаек, которые крепятся на задней опоре.

Принимаем усилие на штоке гидроцилиндра $F = 26000 \text{ Н}$

Рабочее давление в гидроцилиндре определяется по формуле.

$$P = \frac{4F}{\pi d^2}, \text{ Па} \quad (3.2)$$

где d – диаметр поршня гидроцилиндра, принимаем $d = 100 \text{ мм}$.

$$P = \frac{4 \cdot 26000}{3,140,1^2} = 3193015 \text{ Па}$$

Принимаем рабочее давление $3,2 \text{ МПа}$

Расчет гидроцилиндра (расчет ведем по [15])

Исходные данные: усилие на штоке $S_{ш} = 20000 \text{ Н}$; ход поршня $l = 0,3 \text{ м}$; время операции $t_{он} = 3 \text{ с}$.

Выходная мощность гидропривода.

$$N_z = S_{ш} \cdot v_{ш}, \quad (3.3)$$

где $S_{ш}$ – усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

$v_{ш}$ – скорость перемещения штока, м/с.

Скорость перемещения штока определится:

$$v_{ш} = l / t_{он}, \quad (3.4)$$

где l – ход поршня, м;

$t_{он}$ – время операции, с.

$$v_{ш} = 0,3 / 3 = 0,1, \quad \text{м/с}$$

$$N_z = 20000 \cdot 0,1 = 2000 \quad \text{Вт},$$

Расчетная мощность привода:

$$N_{z.p.} = k_{з.у} \cdot k_{з.с} \cdot N_z, \quad (3.5)$$

где $k_{з.у}$ – коэффициент запаса по усилию, (1,15...1,25);

$k_{з.с}$ – коэффициент запаса по скорости, (1,2...1,4).

$$N_{z.p.} = 1,25 \cdot 1,3 \cdot 2000 = 3250 \quad \text{Вт},$$

Определяем расход рабочей жидкости,:

$$Q = N_{z.p.} / p_{ном}, \quad (3.6)$$

$$Q = 3250 / (16 \cdot 10^6) = 0,2 \cdot 10^{-3} \quad \text{м}^3/\text{с},$$

тогда производительность поршня гидроцилиндра

$$Q' = Q / z, \quad (3.7)$$

$$Q' = 0,2 \cdot 10^{-3} / 1 = 0,2 \cdot 10^{-3} \quad \text{м}^3/\text{с},$$

примерная полезная площадь гидроцилиндра:

$$F = k_{з.у} \cdot S_{ш} / p_{ном}, \quad (3.8)$$

$$F = 1.25 \cdot 20000 / (14 \cdot 10^6) = 0.0018 \text{ м}^2$$

откуда диаметр цилиндра –

$$D = \sqrt{4 \cdot F / \pi}, \quad (3.7)$$

$$D = \sqrt{4 \cdot 0.0018 / 3.14} = 0.96 \text{ м},$$

диаметр штока –

$$d_{ш} = 0,4 \cdot D, \quad (3.10)$$

$$d_{ш} = 0,4 \cdot 0,1 = 0.04 \text{ м},$$

Отношение $l/D = 0,4/0,04 \leq 15$ выполняется.

Принимаем [15] гидроцилиндр с характеристиками:

- диаметр цилиндра $D=0,100$ м;
- диаметр штока $d_{ш}= 0,40$ м;
- ход поршня $l = 0,4$ м;

Внутренний диаметр нагнетательного трубопровода:

$$d_{вн} = \sqrt{4 \cdot Q_{ном} / (\pi \cdot v_{жс})}, \quad (3.11)$$

где $v_{жс} = 8$ м/с [15]

$$d_{вн} = \sqrt{4 \cdot 1,86 \cdot 10^{-3} / (3,14 \cdot 8)} = 0,017 \text{ м},$$

Принимаем $d_{вн}=0,02$ м, [15]. Выбираем [15] стальную бесшовную трубу из стали 3. Толщина стенки трубы:

$$s_T = p_{\max} \cdot d_{вн} / (2[\sigma]_p), \quad (3.12)$$

$$s_T = 18 \cdot 10^6 \cdot 0,02 / (2 \cdot 80 \cdot 10^6) = 0,00225 \text{ м},$$

Принимаем $s_T = 0.0025$ м, [15].

Наружный диаметр нагнетательного трубопровода:

$$d_H = d_{BH} + 2s_T, \quad (3.13)$$

$$d_H = 0,02 + 2 \cdot 0,0025 = 0,025 \text{ м.}$$

$$d_{BH} = \sqrt{4 \cdot Q_{НОМ} / (\pi \cdot v_{ж})}, \quad (3.14)$$

где $v_{ж} = 2 \text{ м/с}$ [13(табл. 2.8)],

$$d_{BH} = \sqrt{4 \cdot 1,86 \cdot 10^{-3} / (3,14 \cdot 2)} = 0,034 \text{ м,}$$

Принимаем $d_{BH} = 0,032 \text{ м}$, [15]. Выбираем [15] стальную бесшовную трубу из стали 20. Толщина стенки трубы:

$$s_T = p_c \cdot d_{BH} / (2[\sigma]_p), \quad (3.15)$$

где $p_c = 0,8 \text{ МПа}$.

$$s_T = 0,8 \cdot 10^6 \cdot 0,02 / (2 \cdot 80 \cdot 10^6) = 0,00016 \text{ м,}$$

Расчет пружин производится по следующей методике:

Диаметр проволоки пружины определяется по формуле, [9]:

$$d_{ПР} \geq \sqrt{\frac{k \cdot 8 \cdot F_{ПР} \cdot c}{\pi [\tau]}}, \quad (3.16)$$

где k – поправочный коэффициент, принимаем $k = 1,39$, [14];

c – индекс пружины, принимаем $c = 4$, [14];

$[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение поперечного сечения витка пружины, $[\tau] = 560 \text{ МПа}$, [14];

$$d_{ПР} \geq \sqrt{\frac{1,39 \cdot 8 \cdot 26000 \cdot 3,8}{3,14 \cdot 560}} = 24,9 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{ПР} = 25 \text{ мм}$, [14].

Средний диаметр пружины определяется по формуле:

$$D_o \approx cd_{\text{ПР}}, \quad (3.17)$$

$$D_o = 3,8 * 24,7 = 98,8 \text{ мм.}$$

Шаг пружины в свободном состоянии определяется по формуле:

$$t = d + \frac{\lambda_2}{z} + 0,1d, \quad (3.18)$$

где λ_2 – осадка пружины под действием нагрузки, принимаем $\lambda_2 = 80$ мм.

z – число рабочих витков пружины, принимаем $z = 15$.

$$t = 25 + 80/15 + 0,1 * 25 = 33,9 \text{ мм.}$$

Высота пружины при полном сжатии определяется по формуле:

$$H_3 = (Z + 1,5)d, \text{ мм} \quad (3.19)$$

$$H_3 = (15 + 1,5)25 = 429, \text{ мм}$$

Расчет пружины для прямого клапана

Усилие, создаваемое пружиной, определяется по формуле:

$$F_{\text{ПР}} = \frac{P_{\text{П}} * \pi * d^2}{4}, \quad (3.20)$$

$$F_{\text{ПР}} = 3500000 * 3,14 * 0,006 * 0,006/4 = 99 \text{ Н}$$

$$d_{\text{ПР1}} \geq \sqrt{\frac{1,39 * 8 * 99 * 4}{3,14 * 560}} = 1,58 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{\text{ПР1}} = 2$ мм, [14].

$$D_{o1} = 4 * 2 = 8 \text{ мм.}$$

$$t_1 = 2 + 3/15 + 0,1 * 2 = 2,4 \text{ мм.}$$

$$H_{31} = (15 + 1,5)2 = 33 \quad \text{мм}$$

Расчет пружины для обратного клапана

Усилие, создаваемое пружиной, определяется по формуле:

$$F_{\text{ПР2}} = 500000 * 3,14 * 0,006 * 0,006 / 4 = 14 \text{ Н}$$

$$d_{\text{ПР2}} \geq \sqrt{\frac{1,39 * 8 * 14 * 4}{3,14 * 560}} = 0,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{\text{ПР2}} = 1 \text{ мм}$, [14].

$$D_{02} = 4 * 1 = 4 \text{ мм.}$$

$$t_2 = 1 + 3/34 + 0,1 * 1 = 1,2 \text{ мм.}$$

$$H_{32} = (34 + 1,5)1 = 35,5 \quad \text{мм}$$

Толщину стенок в которую устанавливается ось рассчитывается с учетом усилия действующего на ось, а также диаметра самой оси.

Напряжения смятия, возникающее в стенках крепления оси определяется по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{2 * d_o * S} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (3.21)$$

где S – толщина стенки, м;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия, $[\sigma_{\text{см}}] = 192 \text{ МПа}$, [14].

Из выражения 3.8 найдем значение толщины стенки.

$$S \geq \frac{F}{2 * d_o * [\sigma_{\text{см}}]}, \quad (3.22)$$

$$S \geq \frac{25000}{2 * 0,04 * 192000000} = 0,001 \text{ м.}$$

Принимаем толщину стенки $S = 5$ мм.

Расчет диаметра болтов в опасном сечении

Две проушины кронштейнов с закрепленной между ними пластиной соединяются внахлест одним болтом диаметра 16 мм. Определим величину допускаемого усилия из расчета на срез если $\tau_{adm.cp} = 120$ МПа (расчет по [14]).

Определим допускаемую нагрузку из расчета на срез.

$$\tau = \frac{Q}{A_{cp}}, \quad (3.23)$$

где Q – нагрузка на болт;

A_{cp} – площадь поперечного сечения болта.

$$A_{cp} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (3.24)$$

Условие прочности для среза:

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)} \leq \tau_{adm.cp}, \quad (3.25)$$

$$F = \frac{\tau_{adm} \cdot \pi \cdot d^2}{4}, \quad (3.26)$$

$$F = \frac{120 \cdot 10^6 \cdot 3.14 \cdot 0.016^2}{4} = 6 \cdot 10^3 \text{ Н} = 36 \text{ кН},$$

Так как нагрузка на данное болтовое соединение от веса устройства 26 кН, то выбранный диаметр болта удовлетворяет условию прочности.

Расчет резьбового соединения стоек

Рассчитаем стойки удерживающие, посредством резьбового соединения, с одной стороны каркас, с другой опорную плиту, при следующих данных: растягивающая сила от давления прессующего штока 26 кН; число стоек 1 шт. (решение по [12]).

Внешняя сила приходящаяся на каждую стойку определяется по формуле:

$$F = F_B / z, \quad (3.27)$$

где F_B – внешняя сила;

z – количество стоек.

$$F = 26 \cdot 10^3 / 1 = 26 \text{ кН},$$

Далее определим осевую силу растягивающую стойку F_a , действующую на нее после предварительной затяжки и приложения внешней силы.

Осевая сила определяется по формуле:

$$F_a = [k \cdot (1 - \chi) + \chi] \cdot F, \quad (3.28)$$

где k – коэффициент затяжки болта, $k=3$;

χ – коэффициент внешней нагрузки, $\chi = 0,3$.

Тогда получим:

$$F_a = [3 \cdot (1 - 0,3) + 0,3] \cdot 26 = 12 \text{ кН},$$

Для стали 45 примем по ГОСТ 1050-74 предел текучести $\sigma_T = 490$ МПа.

Определим для стоек допускаемое напряжение на растяжение. Оно определится по формуле:

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s], \quad (3.29)$$

$$[\sigma_p] = 490 / 3 = 163 \text{ МПа},$$

Внутренний диаметр резьбы находим из выражения:

$$d_1 = 1,3 \cdot \sqrt{F_a / [\sigma_p]}, \quad (3.30)$$

$$d_1 = 1,3 \cdot \sqrt{12 \cdot 10^3 / 163 \cdot 10^6} = 0,0112 \text{ м} = 11,2 \text{ мм},$$

По СТ СЭВ 181-75 для стоек принимаем резьбу М14 (с крупным шагом), внутренний диаметр которой $d_1 = 11,8$ мм.

Коэффициент запаса прочности был выбран правильно, т. к. такой коэффициент запаса рекомендован для болтов М16...М30 [12].

Расчет сварного соединения.

Рассчитаем тавровое соединение трубы нагруженного изгибающим моментом $M_{из} = 1,7 \times 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ Материал сталь Ст3, сварка ручная электродом Э42, толщина стенок $\delta = 6..8 \text{ мм}$.

Напряжения от изгибающего момента находятся по формуле:

$$\tau_m = 4M / (0,7 \cdot k \cdot \pi \cdot d^2), \quad (3.31)$$

где M - изгибающий момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$$\tau_m = 4 \cdot 1,7 \cdot 10^6 / (0,7 \cdot k \cdot 3,14 \cdot 40^2) = 2,7 \cdot 10^2 / k$$

отсюда находим катет сварного шва $k = 4,6 \text{ мм}$.

Принимаем катет шва равным 5 мм.

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

4.1. Выбор материала заготовки.

Примем для изготовления заготовки прутков, максимально приближены размерами и формами готовой детали. Выбираем вал из сортового металла Ст 35 ГОСТ 4543-71.

4.2 Выбор оборудования и режущего инструмента.

Для токарной операции выбираем универсальный токарно-винторезный станок

1К-62 стр 11 прилож. 1

Выбор режущего инструмента:

Для точения выбираем: Резец 2100-0405 ГОСТ 18878-73, Резец 2130-0251 ГОСТ 18884-73.

4.3 Технологические расчеты

Выбор инструмента - выбираем резец прямой проходной. 2100-0405 с сечением 25X16 по ГОСТ 18878 – 73

Выбираем твердый сплав режущего инструмента Т15 К6, [1, 8]

Главный угол в плане $\varphi = 45$

Черновое точение $\varphi 1 = 10$

$\lambda = 5$ Резец 16×25 Радиусное превышение $r = 1$.

005. Токарная

Переход 2. Точить поверхность на длине 40 мм.

1. Определяем припуск h .

$$h = \frac{D_1 - D_2}{2}, \quad (4.1)$$

где D_1 и D_2 - диаметры поверхности соответственно, обрабатываемой (в начале обработки) и конечной согласно чертежу или эскизу;

$$h = \frac{35-17}{2} = 9 \text{ мм.}$$

2. Находим глубину резания t и число проходов i .

$$t_1 = 1; \quad t_2 = 1,5;$$

$$i = 2.$$

3. Выбираем подачу S .

Из [8] для черновой обработки для стали рекомендуется 0,3 ... 0,8 и выбираем $s=0,3$ мм/об.

Но корректируя по паспорту станка [1] устанавливаем $S=0,3$ мм/ об.

4. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента T .

Из [8], выбираем $T=60$ мин.

5. Определяем скорость резания V_p

$$v = \frac{C_v \cdot K_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y}, \quad (4.2)$$

где C_v – коэффициент, характеризующий обрабатываемый материал и условия его обработки;

m – показатель относительной стойкости;

T – стойкость резца;

x, y – показатели степени;

K_v – общий поправочный коэффициент, который представляет собой произведение отдельных поправочных коэффициентов;

Сталь 35 $\sigma_s = 750$, 1К62 без охлаждения $C_v = 350$; $x = 0,15$; $y = 0,35$; $m = 0,20$;

$$V_p = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 1,5^{0,15} \cdot 0,3^{0,35}} = 217 \text{ м/мин.}$$

6. Определяем частоту вращения шпинделя.

Частота вращения шпинделя определяется по формуле:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_1} = \frac{1000 \cdot 217}{3,14 \cdot 35} = 727 \text{ мин}^{-1}. \quad (4.3)$$

Найденное значение $n=727 \text{ мин}^{-1}$ корректируем по паспортным данным станка и устанавливаем действительное значение n частоты вращения. По паспорту 1К62 $n=630 \text{ мин}^{-1}$.

7. Определение действительной скорости резания.

Действительная скорость резания определяется с учетом действительной частоты вращения n .

$$V_o = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 630}{1000} = 69 \text{ м/мин}. \quad (4.4)$$

8. Определяем силу резания P_z .

Сила резания определяется по формуле [14]

$$P_z = C_p \cdot t \cdot s^{0,75} \cdot v^{-0,15} \quad (4.5)$$

где C – коэффициент, характеризующий металл и условия его обработки;

x, y – показатели степеней при глубине резания и подаче;

n – показатель степени при скорости резания;

$$C_p = 300; x=1; y=0,75; n=-0,15;$$

$$P_z = 300 \cdot 1,5^1 \cdot 0,3^{0,75} \cdot 217^{-0,15} = 72 \text{ Н}.$$

9. Определяем мощность, затрачиваемая на резание.

Мощность резания определяется по формуле:

$$N_p = \frac{P_z \cdot V}{60000} = \frac{72 \cdot 69}{60000} = 0,083 \text{ кВт}. \quad (4.6)$$

Мощность на шпинделе стана принимается с учётом КПД механических передач станка от электродвигателя до шпинделя, значение которого дано в паспортных данных станка.

$$N_{шп} = N_{дв} \cdot \eta = 10 \cdot 0,75 = 7,5 \text{ кВт}. \quad (4.7)$$

Для осуществления обработки мощность на шпинделе должна превышать резания

$$N_{шп} \geq N_p; \quad (4.8)$$

7,5>0,225.

10. определение основного технологического времени.

$$T_o = \frac{L \cdot i}{n \cdot s} = \frac{(l + y + \Delta)}{n \cdot s} ; \quad (4.9)$$

где L – длина рабочего хода резца, мм;

i – число проходов резца;

l – длина обрабатываемой поверхности, мм;

Δ – перебег резца, мм ($\Delta=1 \div 3$);

y – величина врезания резца, мм.

$$y = t \cdot \operatorname{ctg} \varphi , \quad (4.10)$$

где φ – главный угол в плане резца;

$$y = 2 \cdot \operatorname{ctg} 90^\circ = 0.$$

$$T_o = \frac{21 \cdot 2}{1000 \cdot 0,3} = 0,26 \text{ мин.}$$

5 ОХРАНА ТРУДА И ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

5.1. Анализ состояния охраны труда.

Для проведения работ по охране труда разработан план мероприятий по оздоровлению условий труда работников. На администрацию возлагается выполнение этих мероприятий, которая должна выделять современные средства техники безопасности, следить за соблюдением санитарно-гигиенических условий для избежания профессиональных заболеваний.

Общее состояние охраны труда можно признать удовлетворительным. Ответственность за соблюдение нормативных актов, норм и требований по охране труда лежит на главном инженере предприятия.

Со вновь поступающими на работу и с работающими, переводящимися на другую работу, проводятся инструктажи, которые имеют карточный учет, однако их проведение является недостаточным. Инструктажи регистрируются в личных карточках инструктажа.

Мастерская имеет бетонные полы. Смотровая яма и полы выполнены с гидроизоляцией. Естественное освещение (боковое) помещения мастерской осуществляется через окна в боковых стенах. В условиях слабой естественной освещенности применяется искусственное освещение.

По категории электробезопасности можно классифицировать как удовлетворительное состояние, возле каждого станка положен деревянный настил. Инструмент располагается строго в определенных местах, рабочие

места укомплектованы необходимым инструментом и приспособлениями на 75-80%.

Вредные газы, образующиеся в процессе сварочных работ не удаляются из рабочей зоны и находятся в ней длительное время, так как помещения редко проветриваются.

По требованиям техники пожарной безопасности в помещении предусмотрены свободные подъезды и эвакуационные выходы в соответствии с нормами технологического проектирования и строительными нормами.

В мастерской отсутствуют часть контуров заземления на станках и механизмах с электроприводом. Не проводится систематическая проверка сопротивления изоляции электродвигателей. На производственных объектах отсутствуют молниеотводы.

5.2 Расчет защитного заземления.

Для оптимального выбора заземления, обеспечивающего защиту рабочих от поражения электрическим током при работе с электроустановками, необходимо произвести данный расчет.

Конструктивно заземление изготавливается в виде контура из металлических стержней, каждый конец которых заглублен в грунт ниже его промерзания.

Расстояние между стержнями больше их длины. Верхние концы стержней заглубляются на 400-800 мм. Их соединяют сваркой с общим металлическим прутиком, наружный конец которого соединяется с оборудованием.

Сопротивление заземления (Ом) для стержней, верхний конец которых заглублен в землю, определяется по формуле:

$$R_{PT} = 0,366 \frac{\rho_p}{l} \left(\lg \frac{2l}{d} + 0,5 \frac{4h+l}{4h-l} \right); \quad (5.1)$$

где ρ - удельное сопротивление грунта, Ом·м (для суглинка $\rho = 40-150$ Ом·м),

l -длина заземления, м ($l=2,5 \dots 3,5$ м)

d -диаметр заземления, м ($d=0,04$ м)

h -глубина забивки, считая от поверхности земли до середины заземлителя, м ($h=2 \dots 2,5$ м).

$$R_{PT} = 0,366 \cdot \frac{54}{3} \left(\lg \frac{2 \cdot 3}{0,04} + \lg \frac{4 \cdot 2,5 + 3}{4 \cdot 2,5 - 3} \right) = 16,1 \text{ Ом.}$$

Определим необходимое количество заземлителей:

$$n = \frac{R_{PT} \cdot K_c}{R_z \cdot \eta_{\text{эз}}}, \quad (5.2)$$

где K_c - коэффициент сезонности, зависит от метеоусловий; равный 1,6 для средней полосы России;

R_z - нормативное сопротивление заземления, Ом ($R_z=4$ Ом);

$\eta_{\text{эз}}$ - коэффициент экранирования заземлителей.

$$n = \frac{16,1 \cdot 1,6}{4 \cdot 0,82} = 7,85.$$

Принимаем количество заземлителей $n=8$ штук.

Для соединения заземлителей принимаем полосовую сталь шириной $b=0,4$ м и толщиной $0,04$ м.

Длину полосы определим по формуле:

$$d_n = 1,05 \cdot a \cdot n, \quad (5.3)$$

где a - расстояние между трубами, $a=3$ м;

n - количество заземлителей.

$$d_n = 1,05 \cdot 3 \cdot 8 = 25,2 \text{ м.}$$

Сопротивление растеканию тока с соединительной полосы определяем по формуле:

$$R_n = 0.366 \left(\frac{\rho}{a \cdot n} \cdot \lg \frac{2dn^2}{bh} \cdot \frac{l_n}{\eta_n} \right), \text{ Ом} \quad (5.4)$$

где h - глубина заложения полосы в грунт, м;

η_n - коэффициент экранирования полосы, $\eta_n = 0,2 \dots 0,7$;

l_n - длина полосы заземлителей.

$$R_n = 0,366 \cdot \frac{54}{3 \cdot 8} \cdot \left(\lg \frac{2 \cdot 0.04 \cdot 8^2}{0.4 \cdot 3} \cdot \frac{25.2}{0.5} \right) = 1.9 \text{ Ом}.$$

Результирующее сопротивление определяют по формуле:

$$R = \frac{R_{pm} \cdot R_n}{R_{pm} + R_n}, \quad (5.5)$$

$$R = \frac{16.1 \cdot 1.9}{16.1 + 1.9} = 1.7 \text{ Ом} \leq 4 \text{ Ом}.$$

Таким образом, защита рабочих от поражения электрическим током будет обеспечена при контуре заземления в восемь стержней диаметром сорок миллиметров и длиной три метра

5.4 Физическая культура на производстве

Физическая культура является одним из главных факторов который влияет на производственный процесс.

На производстве у работников в большей степени преобладает умственный или физический (однообразный) труд, который может негативно отразиться на здоровье рабочих

Специалисты механизаторы делятся по условию труда на 2 группы: водители машин (трактористы, шофёры,) и специалисты стационарных устано-

вок (слесари, электрики, мотористы и др.). Поэтому работа у одних связана с управлением техники, с большой психофизической нагрузкой, а других – работой в непростых условиях со сложной координацией движения (в узких помещениях, на высоте), а это требует специальной координации движений, выносливости и силы отдельных мышц. Занятия физкультурой должны быть регулярными, что положительно скажется на здоровье.

6. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.

Сельскохозяйственная техника в некоторых случаях может оказывать вредное влияние на экологию. Поэтому, при проведении любых видов диагностирования и технического обслуживания необходимо учитывать мероприятия по охране природы, то есть воздуха, водных источников и водоемов, зеленых насаждений, с тем, чтобы предотвратить их загрязнение.

Самое эффективное решение проблемы выбросов является повышение качества топлива, совершенствование двигателей внутреннего сгорания, в холодных и арктических зонах применение предпусковых подогревателей, использовать рациональные маршруты движения, часовые графики для координации движения автомобилей на автотранспортных предприятиях.

Так если качественно составлять маршруты движения автомобилей, повышать коэффициент использования пробега, всё это приведёт к сокращению холостых ездов и общему пробегу автомобилей, что влечёт за собой уменьшение выбросов.

Если рассматривать предпусковые подогреватели и теплообменные аппараты, то их использование также приводит к снижению выбросов в моменты пуска двигателя. Так если при отрицательной температуре окружающей среды производить запуск дизельного двигателя, то стенки цилиндров также имеют отрицательную температуру и при подаче топлива в цилиндры это топливо плохо сгорает, в результате чего увеличивается выброс отработанных газов в атмосферу, также увеличивается содержание вредных соединений в этих газах. А при использовании подогревателей производится запуск нагретого двигателя.

Также необходимо применять дополнительные средства защиты окружающей среды.

7. РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОНСТРУКЦИИ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА.

7.1 Расчет технико-экономических показателей конструкции

7.1.1 Расчеты балансовой стоимости и массы проектируемой конструкции

Балансовая стоимость конструкций определяется по формуле, [2]:

$$C_{\text{б}} = (G_{\text{к}} \cdot (C_{\text{з}} \cdot E + C_{\text{м}}) + C_{\text{пд}}) \cdot K_{\text{нач}}, \quad (7.1)$$

где $G_{\text{к}}$ – масса конструкции без покупных деталей и узлов;

$C_{\text{з}}$ – издержки производства приходящиеся на 1 кг. массы конструкции, руб, ($C_{\text{з}} = 0,02 \dots 0,15$), [2] ;

E – коэффициент изменения стоимости изготовления машин в зависимости от объема выпуска, руб;

$C_{\text{м}}$ – затраты на материалы приходящиеся на 1 кг массы машины, $C_{\text{м}} = 50$ руб/кг, ;

$C_{\text{пд}}$ – дополнительные затраты на покупные детали и узлы, руб;

$K_{\text{нач}}$ – коэффициент учитывающий отклонение прейскурантной цены от балансовой стоимости, $K_{\text{нач}} = 1,15 \dots 1,4$, [2].

Масса конструкции определяется по формуле, [2]:

$$G = (G_{\text{к}} + G_{\text{г}}) \cdot K, \quad (7.2)$$

где $G_{\text{к}}$ – масса сконструированных деталей и узлов;

$G_{\text{г}}$ – масса готовых деталей, узлов и агрегатов. Принимаем $G_{\text{г}} \approx 15$ кг;

K – коэффициент учитывающий массу расходуемых на изготовление конструкции монтажных материалов $K = 1,05 \dots 1,15$, [2] .

Таблица 7.1 – Расчёт массы сконструированных деталей

Наименование детали и материала	Объем детали, см ³	Удельный вес, кг/см ³	Масса детали, кг	Колич. деталей, шт	Общая масса
Корпус	769	0,0078	6	1	6
Пружина	154	0,0078	1,2	1	1,2
Ось	141	0,0078	1,1	1	1,1
Шток	154	0,0078	1,2	1	1,2
Ось	38	0,0078	0,3	1	0,3
Поршень	897	0,0078	7	1	7
Крышка	128	0,0078	1	1	1
Всего					17,8

$$G = (17,8+15) \cdot 1,12 = 36,7 \text{ кг.}$$

Принимаем массу проектируемой конструкции $G = 37 \text{ кг.}$

$$C_B = (37 \cdot (0,11 \cdot 1,2 + 70) + 16451) \cdot 1,13 = 20000 \text{ руб.}$$

7.1.2 Расчет технико-экономических показателей эффективности конструкции

Для сравнения выбираем типовую конструкцию

В таблице 7.2. представлены технико-экономические показатели проектируемой и существующей конструкций.

Таблица 7.2–Технико-экономические показателей конструкций

Наименование	Варианты	
	Исходный	Проектируемой
Масса, кг	30	37
Балансовая, руб.	18000	20000
Потребляемая мощность, кВт	0,4	0,4
Количество обслуживающего персонала, чел	1	1
Разряд работы	III	III
Средняя тарифная ставка, руб/чел·ч.	100	100
Норма амортизации, %	10	10
Норма затрат на ремонт и ТО, %	10	10
Годовая загрузка, ч	1000	1000
Срок службы, лет	10	10
Производительность ед/ч	2,82	3,20

При расчетах показатели базового варианта обозначим индексом X_0 , а проектируемого X_1 .

Расчет технико-экономических показателей по обоим вариантам проводим в такой последовательности.

Часовая производительность конструкции определяется по формуле, [2]:

$$W_{\text{ч}} = 60 \frac{t}{T_{\text{ц}}} \quad (7.3)$$

где t – коэффициент использования рабочего времени смены (0,6...0,9);

$T_{\text{ц}}$ – время одного рабочего цикла, мин

$$W_{\text{ч1}} = 60 \frac{0,8}{15} = 2,82 \text{ ед /час}$$

$$W_{\text{ч0}} = 60 \frac{0,8}{17} = 3,2 \text{ ед /час}$$

Металлоемкость конструкции определяется по формуле, [2]:

$$M_{e1} = \frac{G_1}{W_{ч1} \cdot T_{год} \cdot T_{сл}} ; \quad (7.4)$$

$$M_{e0} = \frac{G_0}{W_{ч0} \cdot T_{год} \cdot T_{сл}} ,$$

где M_{e1} , M_{e0} – металлоемкость проектируемой и существующих конструкции, кг/ ед;

G_1 , G_0 – масса проектируемой и существующей конструкции, кг;

$W_{ч1}$, $W_{ч0}$ – производительность;

$T_{год}$ – годовая загрузка, час;

$T_{сл}$ – срок службы, лет.

$$M_{e1} = 30 / (3,2 \cdot 1000 \cdot 10) = 0,00116 \text{ кг/ ед};$$

$$M_{e0} = 37 / (2,82 \cdot 1000 \cdot 10) = 0,00106 \text{ кг/ ед}.$$

Фондоемкость процесса определяется по формуле, [2, стр.16]:

$$F_{e1} = \frac{C_{б1}}{W_{ч1} \cdot T_{год}} ; \quad (7.5)$$

$$F_{e0} = \frac{C_{б0}}{W_{ч1} \cdot T_{год}} ,$$

где $C_{б1}$, $C_{б0}$ – балансовая стоимость проектируемой и существующих конструкции, руб.;

$$F_{e1} = 18000 / (3,2 \cdot 1000) = 6,25 \text{ руб./ ед};$$

$$F_{e0} = 2000 / (2,82 \cdot 1000) = 6,38 \text{ руб./ ед}.$$

Энергоемкость определяется по формуле, [2]:

$$\mathcal{E}_{e1} = \frac{N_{e1}}{W_{ч1}} ; \quad (7.6)$$

$$\mathcal{E}_{e0} = \frac{N_{e0}}{W_{ч0}},$$

где $\mathcal{E}_{e1}, \mathcal{E}_{e0}$ – энергоемкость проектируемой и существующей конструкции, кВт·ч/ ед;

N_{e1}, N_{e0} – мощность нагревателя, кВт;

$$\mathcal{E}_{e1} = 0,4/3,2 = 0,125 \text{ кВт·ч/ ед};$$

$$\mathcal{E}_{e0} = 0,4/2,8 = 0,142 \text{ кВт·ч/ ед}.$$

Трудоемкость процесса определяется по формуле, [2].

$$T_{ei} = \frac{n_{pi}}{W_{чи}}, \quad (7.7)$$

где n_p – количество обслуживающего персонала, чел.

$$T_{e1} = \frac{1}{3,2} = 0,313, \text{ чел·ч/ ед}.$$

$$T_{e0} = \frac{1}{2,82} = 0,355 \text{ чел·ч/ ед}.$$

Себестоимость работы выполняемой с помощью спроектированной конструкции и в исходном варианте находят из выражения, [2]:

$$S_1 = C_{зн1} + C_{Э1} + C_{пто1} + A_1; \quad (7.8)$$

$$S_0 = C_{зн0} + C_{Э0} + C_{пто0} + A_0$$

где $C_{зн1}, C_{зн0}$ – затраты на оплату труда обслуживающему персоналу, руб./ ед.

$C_{Э1}, C_{Э0}$ – затраты на электроэнергию, руб./ ед;

$C_{пто1}, C_{пто0}$ – затраты на ремонт и техническое обслуживание, руб./ ед;

A_1, A_0 – амортизационные отчисления, руб./ ед.

Затраты на оплату труда определяются из выражения, [2]:

$$C_{зн1} = z_1 \cdot T_{e1}; \quad (7.9)$$

$$C_{zn_0} = z_0 \cdot T_{e0} \cdot ;$$

где z_1, z_0 – часовая ставка рабочих, начисляемая по среднему разряду, руб./ч.

Согласно данным производства:

$$z_1 = z_0 = 100 \text{ руб./ч.}$$

$$C_{zn1} = 100 \cdot 0,313 = 31,3 \text{ руб./ ед;}$$

$$C_{zn0} = 100 \cdot 0,355 = 35,5 \text{ руб./ ед.}$$

Затраты на электроэнергию определяются по формуле, [2]:

$$C_{\varepsilon 1} = \varepsilon_1 \cdot C_{\varepsilon} ; \quad (7.10)$$

$$C_{\varepsilon 0} = \varepsilon_0 \cdot C_{\varepsilon} ,$$

где C_{ε} – цена топлива для выработки 1 кВт мощности двигателем, ($C_{\varepsilon} = 4 \text{ руб./кВт в ценах на 04.2020}$).

$$C_{\varepsilon 1} = 0,125 \cdot 5 = 0,63 \text{ руб./ ед ;}$$

$$C_{\varepsilon 0} = 0,142 \cdot 5 = 0,72 \text{ руб./ ед.}$$

Затраты на ремонт и ТО определяют из выражения, [2]:

$$C_{pmo1} = \frac{C_{\varepsilon 1} \cdot H_{pmo1}}{100 \cdot W_{\varepsilon 1} \cdot T_{год}} ; \quad (7.11)$$

$$C_{pmo0} = \frac{C_{\varepsilon 0} \cdot H_{pmo0}}{100 \cdot W_{\varepsilon 0} \cdot T_{год}} ,$$

где H_{pmo1}, H_{pmo0} – норма затрат на ремонт и техобслуживание, %.

$$C_{pmo1} = 20000 \cdot 10 / (100 \cdot 3,2 \cdot 1000) = 0,63 \text{ руб./ ед;}$$

$$C_{pmo0} = 18000 \cdot 10 / (100 \cdot 2,82 \cdot 1000) = 0,64 \text{ руб./ ед.}$$

Затраты на амортизацию определяют из выражения, [2]:

$$A_i = \frac{C\delta_i \cdot a_i}{100 \cdot W_{\text{чi}} \cdot T_{\text{годi}}}; \quad (7.12)$$

где a_1, a_0 – норма амортизации, % ,

$$A_1 = 20000 \cdot 10 / (100 \cdot 3,2 \cdot 1000) = 0,63 \text{ руб./ ед};$$

$$A_0 = 18000 \cdot 10 / (100 \cdot 2,82 \cdot 1000) = 0,64 \text{ руб./ ед}.$$

Отсюда,

$$S_{\text{эксн1}} = 31,3 + 0,63 + 0,63 + 0,63 = 33,14 \text{ руб./ ед};$$

$$S_{\text{эксн0}} = 35,5 + 0,72 + 0,64 + 0,64 = 37,45 \text{ руб./ ед}.$$

Приведенные затраты определяют из выражения, [2]:

$$C_{\text{пр}} = S_1 + E_H \cdot F_e \quad (7.13)$$

где E_H – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, $E_H = 0,15$, [2].

$$C_{\text{пр1}} = 31,14 + (0,15 \cdot 6,25) = 34,08 \text{ руб./ ед}.$$

$$C_{\text{пр0}} = 37,45 + (0,15 \cdot 6,38) = 38,41 \text{ руб./ ед}.$$

Годовая экономия в рублях определяется по формуле, [2]:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = (S_0 - S_1) \cdot W_{\text{ч1}} \cdot T_{\text{год}}, \quad (7.14)$$

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = (37,45 - 31,14) \cdot 10 \cdot 1000 = 13792 \text{ руб.}$$

Годовой экономический эффект определяется по формуле, [2]:

$$E_{\text{год}} = \mathcal{E}_{\text{год}} - E_H \cdot (C_{B1} - C_{B0}), \quad (7.15)$$

$$E_{\text{год}} = 13792 - 0,15 \cdot (20000 - 18000) = 13856 \text{ руб.}$$

Срок окупаемости капитальных вложений определяется по формуле, [2]:

$$T_{\text{ок}} = \frac{C_{\delta 1}}{\mathcal{E}_{\text{год}}}, \quad (7.16)$$

$$T_{\text{ок}} = 20000/13792 = 1,5 \text{ года}$$

Коэффициент эффективности дополнительных капитальных вложений определяется по формуле, [2]:

$$E_{\text{эф}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{зод}}}{C_{\text{б1}}}, \quad (7.17)$$

$$E_{\text{эф}} = 13792/20000 = 0,69.$$

Таблица 7.3– Сравнительные технико-экономические показатели эффективности конструкций

Наименование показателей	Варианты		Проект в %% к ба- зовому
	Исход- ный	Проект	
Производительность ед /ч	2,8	3,2	114,3
Металлоемкость, кг/ ед	0,0011	0,0012	109,1
Энергоемкость, кВт/ ед	6,38	6,25	98,0
Фондоемкость, руб./ ед	0,142	0,125	88,0
Трудоемкость, чел·ч/ ед	0,3546	0,3125	88,1
Уровень эксплуатационных затрат, руб./ ед	37,45	33,14	88,5
Приведенные затраты, руб./ ед	38,41	34,08	88,7
Годовая экономия, руб.	—	13792	
Годовой экономический эффект, руб.		13856	—
Срок окупаемости капитальных вложе- ний, лет.	—	1,5	
Коэффициент эффективности дополни- тельных капитальных вложений	—	0,69	

ВЫВОДЫ

В ходе выполнения работы был произведен литературный и патентный анализ существующих технологий по модернизации ходовой части гусеничных тракторов.

Произведен расчет характеристик проектируемого трактора с учетом существующего прототипа.

При проведении конструкторской разработке был проведен анализ существующих конструкций и патентов в данной области.

Спроектированное устройство для ходовой части гусеничного трактора имеет небольшие габаритные размеры, простое устройство, небольшую массу и высокие технико-экономические показатели, что делает его использование более выгодным по сравнению с существующими конструкциями.

По результатам расчетов годовая экономия составит 13586 рублей, срок окупаемости дополнительных капитальных вложений составит 0,7 года.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамов И.М. «Проектирование технологического процесса механической обработки». Методическое пособие. Казань-1991
2. Булгариев Г.Г. Методические указания по экономическому обоснованию дипломных проектов и выпускных квалификационных работ. Г.Г.Булгариев, Р.К.Абдрахманов, А.Р.Валиев Казань – 2009. – 64 с.
3. Гуревич А.М. Справочник сельского автомеханика / А.М. Гуревич, Н.В. Зайцев – 2-е изд., перераб. и доп.-М.: Росагропромиздат, 1990.-224 с.
4. Иванов В.В. Илларионов В.А. и др. «Основы теории автомобиля и трактора», М.: Высшая школа. 1970г. – 224с
5. Кутьков Г.М. «Теория трактора и автомобиля», М.: Колос. 1996г – 286с.
6. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. «Теория эксплуатационных свойств». М.: Машиностроение. 1989г – 240с
7. Охрана труда./ Ф. М. Канарев, В. В. Бугаевский, М. А. Пережогин и др. 2–е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1988. – 351 с
8. Сидорин Г.А. «Обработка металлов резанием». Методическое указание. Казань – 2001
9. Скотников В.А., Мащенский А.А., Солонский А.С. «Основы теории и расчета трактора и автомобиля» М.: Агропромиздат. 1986г. – 383с
10. Справочник по эксплуатации машинно-тракторного парка / С.А. Иофинов, Э.П. Бабенко, Ю.А. Зуев и др.; Под общ. ред. С.А. Иофинова. –М., Агропромиздат, 1985. – 272 с.
11. Хафизов К.А, Хафизов Р.Н, Выпускная квалификационная работа : учебно - методическое пособие. Казань – 2014. –280 с
12. <http://car-mechanic.ru>
13. <http://www.kometa53.ru>

14. <http://www.uralsi.ru>
15. <http://www.mrmz.ru>
16. <http://www.freepatent.ru/patent>

ПРИЛОЖЕНИЯ



СПРАВКА

о результатах проверки текстового документа на наличие заимствований

Проверка выполнена в системе Антиплагиат.ВУЗ

Автор работы	Зайцев П. И.
Подразделение	Казанский ГАУ
Тип работы	Не указано
Название работы	ВКР.23.05.01.022.20_Зайцев П И
Название файла	ВКР.23.05.01.022.20_Зайцев П И.docx
Процент заимствования	32.23 %
Процент самоцитирования	0.00 %
Процент цитирования	5.80 %
Процент оригинальности	61.96 %
Дата проверки	21:36:45 19 июня 2020г.
Модули поиска	Модуль поиска ИПС "Адилет"; Модуль выделения библиографических записей; Сводная коллекция ЭБС; Модуль поиска "Интернет Плюс"; Коллекция РГБ; Цитирование; Модуль поиска переводных заимствований; Модуль поиска переводных заимствований по elibrary (EnRu); Модуль поиска переводных заимствований по интернет (EnRu); Коллекция eLIBRARY.RU; Коллекция ГАРАНТ; Модуль поиска "КГАУ"; Коллекция Медицина; Диссертации и авторефераты НББ; Модуль поиска перефразирований eLIBRARY.RU; Модуль поиска перефразирований Интернет; Коллекция Патенты; Модуль поиска общеупотребительных выражений; Кольцо вузов
Работу проверил	Синицкий Станислав Александрович ФИО проверяющего
Дата подписи	Подпись проверяющего

