

**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»

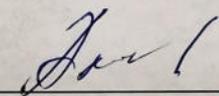
Кафедра: «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

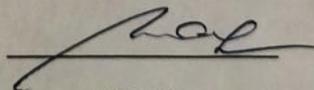
на соискание квалификации (степени) «специалист»

**Тема: «Проектирование грузового автомобиля категории N₃ с
разработкой задней пневмоподвески»**

Шифр ВКР 23.05.01.113.20. РЗП.00.00.00. ПЗ

Студент	<u>С262-12у группы</u>		<u>Амиров Т.Н.</u>
		подпись	Ф.И.О.
Руководитель	<u>доцент</u>		<u>Хафизов Р.Н.</u>
	ученое звание	подпись	Ф.И.О.

Обсужден на заседании кафедры и допущен к защите (протокол №7 от
06.02.2020 г.)

Зав. кафедрой	<u>профессор</u>		<u>Хафизов К.А.</u>
	ученое звание	подпись	Ф.И.О.

Казань – 2020 г.

АННОТАЦИЯ

К выпускной квалификационной работе Амирова Т.Н. **«Проектирование грузового автомобиля категории N₂ с разработкой задней пневмоподвески»**.

Выпускная квалификационная работа состоит из пояснительной записки на 92 страницах машинописного текста и графической части на 10 листах. Записка состоит из введения, 6 разделов, вывода и включает 17 рисунков и 9 таблиц. Список используемой литературы содержит 22 наименований.

В первом разделе представлен тяговый и динамический расчет грузового автомобиля. Определены основные параметры проектируемого автомобиля.

Во втором разделе приведена эскизная компоновка проектируемого грузового автомобиля.

В третьем разделе приведено описание проектируемой конструкции, проведены конструктивные расчеты.

В четвертом разделе представлены технологические расчеты по изготовлению детали штуцера.

В пятом разделе рассмотрены мероприятия по безопасности жизнедеятельности.

В шестом разделе представлено экономическая эффективность конструкции.

Пояснительная записка также содержит заключение, список использованной литературы и спецификации.

ABSTRACT

For the final qualifying work, Amirova T. N. "Designing a truck of the N3 category with the development of a rear air suspension".

The final qualifying work consists of an explanatory note on 92 pages of typewritten text and a graphic part on 10 sheets. The note consists of an introduction, 6 sections, and an output, and includes 17 figures and 9 tables. The list of used literature contains 22 titles.

The first section presents the traction and dynamic calculation of a truck. The main parameters of the designed car are defined.

The second section shows a sketch layout of the projected truck.

In the third section, a description of the designed structure is given, and structural calculations are made.

The fourth section presents technological calculations for the production of the fitting part.

In the fifth section, measures for life safety are considered.

The sixth section presents the cost-effectiveness of the design.

The explanatory note also contains a conclusion, a list of references and specifications.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
1. ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ.....	9
1.1 Выбор и оценка параметра тягового расчета.....	9
1.2 Расчет параметров двигателя.....	11
1.3 Расчет параметров трансмиссии.....	13
1.4 Расчет тягово-динамических характеристик автомобиля.....	21
2 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ.....	25
3 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ.....	33
3.1 Анализ существующих схем задних подвесок.....	33
3.2 Конструктивные расчеты.....	51
4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	61
4.1 Коэффициент унификации конструктивных элементов детали.....	61
4.2 Качественная технологичность детали.....	62
4.3 Выбор вида заготовки.....	63
4.3.1 Расчет припусков на заготовку.....	63
4.3.2 Расчет припусков на длину детали.....	67
4.4 Определение минимального расчетного значения детали.....	69
4.5 Выбор оборудования.....	69
4.6 Разработка метода контроля детали и проектирования измерительного инструмента.....	70
5 РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ НА ПРОИЗВОДСТВЕ.....	72
5.1 Техника безопасности при работе с автомобилем.....	75

5.2 Расчет освещения и вентиляции.....	76
5.3 Безопасность жизнедеятельности в чрезвычайных ситуациях	77
5.4 Физическая культура на производстве.....	78
6 ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВКР.....	69
6.1 Расчёт производительности.....	80
6.2 Расчет показателей экономического эффекта и эффективности.....	84
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	86
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	87
СПЕЦИФИКАЦИЯ.....	90

ВВЕДЕНИЕ

В целях усиления реализации продовольственной программы необходимо обеспечить значительное укрепление материально-технической базы агропромышленного комплекса, совершенствование экономических связей между отраслями, организованного и четкого их взаимодействия по наращиванию производства сельскохозяйственной продукции, улучшения ее сохранности, транспортировки, переработки и доведения до потребителя.

Подводя итоги экономического и социального развития страны можно сказать, что неуклонно претворяется в жизнь аграрная политика, последовательно осуществляется продовольственная программа. На укрепление материально-технической базы направляются большие объемы денежных средств. Увеличилось производство и закупка основных видов сельскохозяйственных продуктов. Годовой объем валовой продукции сельского хозяйства возрастает с каждым годом.

Для обеспечения высокопроизводительной работы в сельском хозяйстве поставлены задачи, перейти на выпуск новых высококачественных, производительных и экономичных машин и оборудования.

Для выполнения всех этих задач нужно полностью укомплектовать хозяйства необходимым количеством экономически выгодных, высокопроизводительных, качественных машин и оборудования. Одним из направлений улучшения работы подсобных хозяйств являются мероприятия по увеличению сроков службы грузовых автомобилей, снижение трудоемкости ремонта и экономических затрат.

Целью ВКР является разработка проектирование грузового автомобиля категории N_3 с разработкой задней пневмоподвески.

1 ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

1.1 Тяговый расчет автомобиля

Для максимальной эффективности транспортной работы автомобиля заданной в теме категории автомобиля примем его грузоподъемность – 20000 кг. С учетом принятых условий эксплуатации принимаем колесную формулу - 6×4. В результате анализа технических характеристик автомобилей – аналогов, максимальная кинематическая скорость проектируемого автомобиля принимается 100 км/ч.

Предварительно полную массу автомобиля m_n определяем по формуле:

$$m_n = m_n(1 + \eta_0) + m_n Z_n, \text{ где:}$$

m_n – масса номинальной грузоподъемности, 20000 кг

η_0 – коэффициент снаряженной массы,

$$\eta_0 = a + b/m_n, \text{ где}$$

a, b – расчетные коэффициенты, для грузовых автомобилей соответственно 0,65 и 0,6

$$\eta_0 = 0,65 + 0,6/20000 = 0,6501$$

Z_n – число пассажиров, включая водителя. Для автомобилей с $m_n > 5000$ кг – $Z_n = 3$. В соответствии с ГОСТ Р 52051-2003 принимаем массу пассажира $m_n = 75$ кг.

Тогда расчетная полная масса автомобиля составит:

$$m_n = 20000 * (1 + 0,6501) + 75 * 3 = 20125 \text{ кг}$$

Для предварительных расчетов принимаем значение полной массы автомобиля $M_n = 21000$ кг.

Оптимальным распределением полной массы между передней и ведущей осью для двухосного грузового автомобиля с задним ведущим мостом, считается 1:2. В снаряженном состоянии доля массы, нагружающая ведущую ось, должна быть не менее 50% от M_0 . Такая развесовка

обусловлена тем, что большая нагрузка на заднюю ведущую ось позволяет увеличить силу тяги автомобиля и его дорожную проходимость автомобиля. При выбранной компоновочной схеме, для достижения последнего условия доля полной массы, нагружающая ведущую ось, получается несколько больше оптимальной.

Для предварительного расчета автомобиля принимаем оптимальное распределение массы по осям

Тогда доля массы, нагружающая ось, будет:

$$m1 = 1/3 m_a = 21000/3 = 7000 \text{ кг.}$$

$$\text{Принимаем } m1 = 7000 \text{ кг}$$

$$m2 = 2/3 m_a = m_a - m1 = 21000 - 7000 = 14000 \text{ кг.}$$

Для обеспечения более равномерной нагрузки на шины принимаем двойную ошиновку заднего моста с каждой стороны.

Шины выбираются по таблицам ГОСТ. Для этого определим нагрузку на наиболее нагруженные колеса. На задней оси – двускатные колеса, значит, на каждую шину приходится 1825 кг.

Для проектируемого автомобиля выбираем шины 12.00R20 модели КИ-113. Допустимая нагрузка 20800 Н при давлении 0,53 МПа. Допустимая скорость 120 км/час. Радиус качения 0,49 м

С учетом задания на курсовую работу в качестве прототипа выбираем автомобиль КАМАЗ 5320. Учитывая размеры прототипа, принимаем следующие значения геометрических параметров проектируемого автомобиля:

- база автомобиля.....3800 мм
- колея передних колёс.....1930 мм
- грузоподъёмность.....6000 кг
- полная масса автомобиля.....21000 кг
- габаритная высота автомобиля2700 мм
- габаритная длина автомобиля.....6755 мм

- габаритная ширина автомобиля.....	2422 мм
- высота центра масс.....	1500 мм
- внутренние размеры платформы, мм	
- длина.....	3752;
- ширина.....	2326;
- высота.....	575.

1.2 Выбор двигателя

Для выбора двигателя, прежде всего, определим необходимое значение мощности на ведущих колесах для движения автомобиля в наиболее сложных эксплуатационных условиях (N_k). В качестве таких условий для автомобилей общетранспортного назначения можно принять движение с максимальной кинематической скоростью.

Тогда: $N_k = N_f + N_w = (P_f + P_w) * V_{max} / 3600$ [кВт], где

P_f - сила сопротивления качению колёс:

$$P_f = f * G_a = f_0 * (1 + 5 * 10^{-5} * V_a^2) * G_a, \text{ где}$$

$$G_a = M_a * g = 21000 * 9,8 = 107800 \text{ Н} - \text{полный вес автомобиля}$$

f_0 - коэффициент сопротивления качению колёс (статический).

Учитывая условия эксплуатации автомобиля, принимаем значение коэффициент сопротивления качению $f_0 = 0,013$.

$$\text{Тогда } P_f = 0,013 * (1 + 5 * 10^{-5} * 100^2) * 107800 = 2102 \text{ Н}$$

P_w - сила сопротивления встречного потока воздуха определяется по формуле:

$$P_w = K * F * (V_a / 3,6)^2, \text{ где}$$

F - условная лобовая площадь автомобиля. $F = \alpha * B * H$, где, в свою очередь

α -- коэффициент полной лобовой площади, $\alpha = 0,8$,

B - колея передних колёс автомобиля $B = 1930 \text{ мм} = 1,93 \text{ м}$ (см выше),

H - габаритная высота автомобиля $H=2700$ мм=2,70 м (см выше).

$$\text{Тогда } F=0,8*1,93*2,7=4,17 \text{ м}^2$$

K - коэффициент лобового сопротивления ($K=0,5$ Н*с²/м⁴ для одиночных грузовых автомобилей).

$$P_w=0,5*4,17*(100/3,6)^2=1609 \text{ Н}$$

$$\text{Тогда, } N_k=(2102+1609)*100/3600=103,1 \text{ кВт}$$

При выборе двигателя необходимо учитывать, что его мощность должна быть, как минимум, на 10...15% больше полученного в результате расчета значения, так как часть его мощности будет потеряна в трансмиссии. Кроме этого необходимо учитывать, что параметры двигателей, приводимые в литературе, получены в результате стандартных стендовых испытаний, при которых на двигателях не устанавливаются некоторые навесные агрегаты.

Полученное значение мощности позволяет принять к рассмотрению следующие двигатели:

С учетом принятых условий эксплуатации на проектируемом автомобиле целесообразно установить дизельный двигатель.

Для проектируемого автомобиля выбирается двигатель 740.30 ЕЗ. Данный двигатель обладает достаточной мощностью, отвечает требованиям Евро – 3, дешевле представленных аналогов и довольно экономичен, что позволит снизить себестоимость автомобиля в целом и, как следствие, повысить его конкурентоспособность.

Внешняя скоростная характеристика двигателя определяется экспериментально на стенде, где замеряется крутящий момент и удельный расход топлива двигателя

$$\text{Мощность находится из выражения } N_e = (M_e * n_e) / 9550$$

Испытания двигателя проводятся в соответствии с ГОСТом Р. 14846 без глушителя и вентилятора. Для выполнения тягово-динамического расчета автомобиля необходима характеристика двигателя, снятая при полном оборудовании. Фактическая мощность N_{ϕ} и фактический крутящий

момент M_{ϕ} двигателя при полном оборудовании находятся по значениям N_e и M_e , снятым по ГОСТ Р. 14846, из выражений:

$$N_{\phi} = N_e \cdot \eta_{вг}$$

$$M_{\phi} = M_e \cdot \eta_{вг};$$

где $\eta_{вг}$ - коэффициент потерь на глушитель и вентилятор.

Коэффициент $\eta_{вг}$ зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя и степени использования мощности двигателя. Однако в приближенных расчетах для максимальной подачи топлива можно принять $\eta_{вг} = const$ и равным $0,92$.

Экспериментальные параметры внешней скоростной характеристики выбранного двигателя получены на АМО КаМАЗ. В сводную таблицу 1.1 занесены уже откорректированные с помощью коэффициента $\eta_{вг}$, значения N_e и M_e .

Максимальные обороты двигателя после срабатывания регулятора частоты вращения коленчатого вала

$$n_{p \max} = n_{e \max} + 0,1 \cdot n_{e \max} = 2400 + 0,1 \cdot 2400 = 2640 \text{ мин}^{-1}$$

1.3 Выбор передаточных чисел трансмиссии

Для проектируемого автомобиля, с учетом принятых условий эксплуатации, целесообразно использовать механическую трансмиссию.

Схема трансмиссии классическая сцепление - трех вальная коробка передач - карданная передача – задний ведущий мост.

Трех вальная коробка передач обладает следующими преимуществами:

- высокий КПД на прямой передаче,
- меньшее значение реактивного момента на корпусе и опорах и, как следствие, меньшие масса и необходимая жесткость картера и жесткости опор.

С учётом принятых условий эксплуатации, при расчёте параметров трансмиссии, в качестве передаточного числа высшей ступени коробки передач, используем 1,0.

Передаточное число главной передачи (U_0), определяется исходя из условия обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля, при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя и высшей передаче в коробке передач. Формула для определения передаточного числа главной передачи:

$$U_0 = (0,377 \cdot r_k \cdot n_{e \max}) / (V_{a \max} \cdot U_{kns}), \text{ где}$$

r_k - радиус качения колеса $r_k = 0,49 \text{ м}$ (см. выше);

$n_{e \max}$ - максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя;

$V_{a \max} = 100 \text{ км/ч}$, см. выше;

U_{kns} - передаточное число высшей ступени коробки передач, $U_{kns} = 1$ (см. выше).

$$U_0 = (0,377 \cdot 0,49 \cdot 2400) / (100 \cdot 1) = 4,4335.$$

Для расчетов принимаем $U_0 = 4,43$.

Передаточное число первой ступени коробки передач, определяется из условия обеспечения движения по дороге с заданным сопротивлением (ψ_{\max}).

Значение этого передаточного числа выбирают таким, чтобы на этой передаче при максимальном значении момента двигателя обеспечивалось движение автомобиля с постоянной скоростью по дороге с заданным значением коэффициента сопротивления движению (ψ_{\max}).

Поэтому

$$U_{kn1} = \frac{Ga \cdot \psi_{\max} \cdot r_k}{Me_{\max} \cdot U_0 \cdot \eta_{kn}}$$

Для грузовых автомобилей общего назначения обычно принимают $\psi_{\max} = 0,3 \dots 0,4$. С учётом условий эксплуатации автомобиля принимаем $\psi_{\max} = 0,30$. КПД трансмиссии $\eta_{\text{тп}} = 0,89$. $Ga = m_a \cdot g = 11000 \cdot 9,8 = 107800$ Н.

Тогда:
$$U_{\text{кп1}} = 107800 \cdot 0,30 \cdot 0,49 / (547 \cdot 4,43 \cdot 0,89) = 7,35$$

Полученное значение $U_{\text{кп1}}$ необходимо проверить по условию отсутствия буксования в момент трогания с места на сухом асфальтовом или бетонном покрытии. Значение передаточного числа первой ступени коробки передач должно удовлетворять следующему условию:

$$U_{\text{кп1}} \leq \frac{m_2 \cdot g \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{e_{\max}} \cdot U_0 \cdot \eta} \cdot \frac{L}{L - h_{\text{д}} \cdot \varphi}$$

При проверке используют значение коэффициента сцепления ведущих колес с дорогой $\varphi = 0,6 \dots 0,8$. Принимаем $\varphi = 0,7$.

Тогда:
$$\frac{7300 \cdot 9,8 \cdot 0,7 \cdot 0,49}{547 \cdot 4,43 \cdot 0,89} \cdot \frac{3,8}{3,8 - 1,5 \cdot 0,7} = 22,5$$

Расчетное значение $U_{\text{кп1}} = 7,35$ меньше допустимого по условию отсутствия буксования значения $22,5$. Поэтому принимаем передаточное число первой ступени в коробке передач равное $7,35$.

Для лучшего использования мощности двигателя, передаточные числа промежуточных передач должны составлять ряд геометрической прогрессии. Для определения знаменателя этой прогрессии необходимо определиться с числом ступеней коробки. Для этого используем статистические данные, устанавливающие зависимость между числом ступеней трансмиссии и диапазоном её передаточных чисел.

При проектном расчете можно использовать статические данные, определяющие зависимость числа ступеней коробки передач от диапазона трансмиссии (таблица 1.2).

Для проектируемого автомобиля $d = U_{кп1} / U_{кп5} = 7,35 / 1,0 = 7,35$, и коробка передач должна иметь 5 ступеней.

Величина, обратная знаменателю геометрической прогрессии для передаточных чисел, по известным значениям передаточных чисел первой и высшей передач, находится по формуле:

$$\frac{1}{q} = \sqrt[n-1]{\frac{U_{кпn}}{U_{кп1}}} = \sqrt[5-1]{\frac{1}{7,35}} = 0,6073$$

Таким образом $q = \frac{1}{0,6073} = 1,647$.

Передаточные числа промежуточных ступеней определяются по формуле:

$$U_i = U_1 \cdot \left(\frac{1}{q}\right)^{i-1}, \text{ где } i \text{ — номер передачи (ступени).}$$

Значения передаточных чисел промежуточных передач будут равны:

$$U_{кп2} = \frac{U_{кп1}}{q} = \frac{7,35}{1,647} = 4,46$$

$$U_{кп3} = \frac{U_{кп1}}{q^2} = \frac{7,35}{1,647^2} = 2,70$$

$$U_{кп4} = \frac{U_{кп1}}{q^3} = \frac{7,35}{1,647^3} = 1,65$$

Высшая ступень принята прямой, поэтому $U_{кп5} = 1,0$.

Учитывая условия эксплуатации автомобиля и принятое значение $V_{max} = 100 \text{ км/ч}$, передаточные числа оставляем без корректировки.

1.4 Расчет тягово-динамических характеристик автомобиля.

Исходные данные:

1. Передаточные числа коробки передач

$$U_{кп1} = 7,35, U_{кп2} = 4,46, U_{кп3} = 2,70, U_{кп4} = 1,65, U_{кп5} = 1,0.$$

2. Передаточное число главной передачи $U_0 = 4,43$

3. Коэффициент лобового сопротивления: $K = 0,5 \text{ (Н*с}^2\text{)/м}^4$

4. КПД трансмиссии: $\eta_{тр} = 0,89$

5. Габаритная высота автомобиля: $H = 2700 \text{ мм} = 2,7 \text{ м}$

6. Колея автомобиля $B = 1930 \text{ мм} = 1,93 \text{ м}$

7. Полная масса автомобиля: $M_a = 11000 \text{ кг}$

8. Радиус колеса: $R_k = 0,49 \text{ м}$

9. коэффициент сопротивления качению колес автомобиля $f_0 = 0,013$

10. Параметры внешней скоростной характеристики двигателя см. табл. 1.1

Характеристика тягового баланса автомобиля - это графическая зависимость тяговой силы на ведущих колесах для различных передаточных чисел в трансмиссии, а также сил сопротивления качению и воздуха от скорости движения.

Сила тяги автомобиля:

$$P_k = (M_e * U_{кп} * U_0 * \eta_{тр}) / R_k = (M_e * U_{кп} * 4,43 * 0,89) / 0,49 = 8,05 * M_e * U_{кп};$$

Скорость автомобиля:

$$V_a = (0,377 * R_k * n_e) / (U_{кп} * U_0) = (0,377 * 0,49 * n_e) / (U_{кп} * 4,43) = (4,17 * 10^{-2} * n_e) / U_{кп}$$

Результаты расчетов приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1 - Результаты вычислений

1 передача: $U_{кп1} = 7,35$; $P_k = 59,2 * Me$; $Va = 5,67 * 10^3$								
* n_e								
$Va,$ км/ч	5,67	6,80	7,94	9,07	10,21	11,34	12,47	13,61
P_k, H	28416	29067	32205	32382	31790	30666	29422	27587
2 передача: $U_{кп2} = 4,46$; $P_k = 35,9 * Me$; $Va = 0,94 * 10^2$								
n_e								
$Va,$ км/ч	9,40	11,28	13,16	15,04	16,92	18,8	20,68	22,56
P_k, H	17232	17627	19530	19637	19278	18596	17842	16729
3 передача: $U_{кп3} = 2,70$; $P_k = 21,7 * Me$; $Va = 1,54 * 10^2$								
* n_e								
$Va,$ км/ч	15,40	18,48	21,56	24,64	27,72	30,80	33,88	36,96
P_k, H	10416	10655	11805	11870	11653	11241	10785	10112
4 передача: $U_{кп4} = 1,65$; $P_k = 13,3 * Me$; $Va = 2,53 * 10^2$								
* n_e								
$Va,$ км/ч	25,30	30,36	35,42	40,48	45,54	50,60	55,66	60,72
P_k, H	6384	6530	7235	7275	7142	6889	6610	6198
5 передача: $U_{кп5} = 1,0$; $P_k = 8,05 * Me$; $Va = 4,17 * 10^2$								
* n_e								
$Va,$ км/ч	41,70	50,04	58,38	66,72	75,06	83,4	91,74	100,08
P_k, H	3864	3953	4379	4403	4323	4170	4001	3751

Силы сопротивления движению:

$$P_{сопр} = P_f + P_w, \text{ где}$$

P_f -- сила сопротивления качению:

$$P_f = f * Ga = f_0 * (1 + 5 * 10^{-5} * Va^2) * Ga =$$

$$= 0,013 * (1 + 5 * 10^{-5} * Va^2) * 11000 * 9,8 = 1401,4 * (1 + 5 * 10^{-5} * Va^2)$$

При скорости автомобиля менее 20 км/ч ($Va < 20 \text{ км/ч}$) $f = f_0 = \text{const}$.

Тогда $P_f = 1401,4 \text{ Н}$

P_w -- сила сопротивления воздуха $P_w = K * F * (Va / 3,6)^2$; где:

F – условная лобовая площадь автомобиля.

$$F = \alpha * B * H = 0,8 * 1,93 * 2,7 = 4,17 \text{ м}^2$$

$$P_w = 0,50 * 4,17 * (Va / 3,6)^2 = 0,161 * Va^2.$$

Результаты расчетов приведены в табл. 1..

Таблица 1.2 - Результаты вычислений

$Va, \text{ км/ч}$	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$P_f, \text{ Н}$	1401,4	1464	1514	1577	1654	1745	1850	1969	2102
$P_w, \text{ Н}$	64,4	145	258	402	580	789	1030	1304	1610
$P_f + P_w, \text{ Н}$	1466	1609	1772	1979	2134	2534	2880	3273	3712

Динамическая характеристика автомобиля представляет собой графическую зависимость динамического фактора автомобиля от скорости установившегося движения автомобиля при различных передачах в трансмиссии.

Динамический фактор представляет собой удельную остаточную силу тяги автомобиля

$$D = [(P_k - P_w) / Ga]^* = [(P_k - P_w) / 107800].$$

Значения P_k на каждой передаче берутся из таблицы 1.3, а P_w рассчитывается по формуле $P_w = 0,50 * 4,17 * (Va / 3,6)^2 = 0,161 * Va^2$ для скоростей таблицы 1.3.

Результаты расчетов сведены в таблицы 1.3

Таблица 1.3 - Результаты вычислений

1 передача								
$V_a, \text{ км/ч}$	5,67	6,80	7,94	9,07	10,21	11,34	12,47	13,61
$P_w, \text{ Н}$	5,2	7,4	10,2	13,2	16,8	20,7	25,0	29,8
D	0,264	0,270	0,299	0,300	0,295	0,284	0,273	0,256
2 передача								
$V_a, \text{ км/ч}$	9,40	11,28	13,16	15,04	16,92	18,8	20,68	22,56
$P_w, \text{ Н}$	14,2	20,5	27,9	36,4	46,1	56,9	68,9	81,9
D	0,160	0,163	0,181	0,182	0,178	0,172	0,165	0,154
3 передача								
$V_a, \text{ км/ч}$	15,40	18,48	21,56	24,64	27,72	30,80	33,88	36,96
$P_w, \text{ Н}$	38,2	55,0	74,8	97,7	123,7	152,7	184,8	219,9
D	0,096	0,098	0,109	0,109	0,107	0,103	0,098	0,092
4 передача								
$V_a, \text{ км/ч}$	25,30	30,36	35,42	40,48	45,54	50,60	55,66	60,72
$P_w, \text{ Н}$	103,1	148,4	202,0	263,8	333,9	412,2	498,8	593,6
D	0,058	0,059	0,065	0,065	0,063	0,060	0,057	0,052
5 передача								
$V_a, \text{ км/ч}$	41,70	50,04	58,38	66,72	75,06	83,4	91,74	100,08
$P_w, \text{ Н}$	280,0	403,1	548,7	716,7	907,1	1119,8	1355,0	1612,6
D	0,032	0,033	0,036	0,034	0,032	0,028	0,025	0,020

Зависимость коэффициента сопротивления качения от скорости движения автомобиля $f = f_0 * (1 + 5 * 10^5 * Va^2) = 0,013 * (1 + 5 * 10^5 * Va^2)$

Результаты расчетов приведены в таблица 1.4.

Таблица 1.4 - Результаты вычислений

$V_a, \text{ км/ч}$	20	30	40	50	60	70	80	90	100
f	0,013	0,014	0,014	0,015	0,015	0,016	0,017	0,018	0,020

Характеристика ускорений автомобиля представляет собой графическую зависимость ускорения от скорости движения при разгоне автомобиля на каждой передаче.

Ускорение, которое может развить автомобиль при движении на заданной передаче, находится по формуле:

$$j = [(D-f) * g] / \delta, [m/c^2], \text{ где}$$

D - динамический фактор,

g - ускорение свободного падения,

f - коэффициент сопротивления качению (при скорости автомобиля менее 20 км/ч, $f = f_0$),

δ - коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся масс двигателя и колес,

$$\delta = 1 + 0,04 * (1 + U_{кп}^2).$$

Значения D на каждой передаче берутся из таблицы 1.5, а f -- рассчитывается по формуле $f = f_0 * (1 + 5 * 10^5 * Va^2)$ для скоростей таблицы 1.5.

Результаты расчетов приведены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 - Показатели динамического фактора

1 передача.		$U_{кп1} = 7,35;$			$j = 3,06 * (D - f)$			
$Va, км/ч$	5,67	6,80	7,94	9,07	10,21	11,34	12,47	13,61
$j, m/c^2$	0,768	0,786	0,875	0,878	0,863	0,829	0,796	0,744
2 передача.		$U_{кп2} = 4,46;$			$j = 5,34 * (D - f)$			
$Va, км/ч$	9,40	11,28	13,16	15,04	16,92	18,8	20,68	22,56
$j, m/c$	0,785	0,801	0,897	0,902	0,881	0,849	0,812	0,753
3 передача.		$U_{кп3} = 2,70;$			$j = 7,36 * (D - f)$			
$Va, км/ч$	15,40	18,48	21,56	24,64	27,72	30,80	33,88	36,96
$j, m/c^2$	0,611	0,626	0,704	0,704	0,688	0,658	0,620	0,575
4 передача.		$U_{кп4} = 1,65;$			$j = 8,53 * (D - f)$			

$V_a, \text{ км/ч}$	25,30	30,36	35,42	40,48	45,54	50,60	55,66	60,72
$j, \text{ м/с}^2$	0,380	0,387	0,437	0,434	0,415	0,387	0,358	0,312
5 передача.	$U_{\text{кпгс}} = 1,0; \quad j = 9,07 * (D - f)$							
$V_a, \text{ км/ч}$	41,70	50,04	58,38	66,72	75,06	83,4	91,74	100,08
$j, \text{ м/с}^2$	0,162	0,167	0,189	0,164	0,139	0,095	0,059	0,004

Характеристики разгона автомобиля по времени и по пути

Характеристика разгона автомобиля по времени - это графическая зависимость времени от скорости движения автомобиля при разгоне с последовательным переключением передач на режиме максимальной мощности двигателя.

Характеристика разгона автомобиля по пути - это графическая зависимость пройденного пути от скорости движения автомобиля при разгоне с последовательным переключением передач на режиме максимальной мощности двигателя.

Время и путь разгона автомобиля определяются графо-аналитическим методом, используя график ускорений. Для этого кривые ускорений делятся на равные на каждой передаче участки, соответствующие приращению скорости ΔV_a . Считаем, что в пределах каждого из участков автомобиль движется с постоянным (средним) ускорением $j_{\text{ср}} = (j_n + j_k) / 2, (\text{м} / \text{с}^2)$ и средней (равномерной) скоростью: $V_{\text{ср}} = (V_n + V_k) / 2, (\text{км} / \text{ч})$, где

j_n и V_n - ускорение и скорость в начале участка

j_k и V_k - ускорение и скорость в конце участка

Время разгона на участке определяется по формуле:

$$\Delta t_p = (0,555 * \Delta V_a) / (j_n + j_k), \text{ где } \Delta V_a = V_k - V_n.$$

Суммарное время разгона определяется суммированием времени разгона всех предыдущих участков:

$$T = \Delta t_{p1} + \Delta t_{p2} + \dots + \Delta t_{pn}.$$

Путь разгона на участке определяется по формуле:

$$\Delta S_p = 0,139 * \Delta t_p * (V_n + V_k).$$

Суммарный путь разгона определяется суммированием пути разгона всех предыдущих участков.

$$S = \Delta S_{p1} + \Delta S_{p2} + \dots + \Delta S_{pn}.$$

Результаты вычислений приведены в таблица 1.6.

Таблица 1.6 - Результаты вычислений

№ КПП	V_{cp} , км/ч	Δt , с	T , с	ΔS , м	S , м
1 передача.	6,7	0,67	0,67	1,25	1,25
	8,6	0,63	1,30	1,51	2,76
	10,6	0,66	1,96	1,94	4,7
	12,6	0,70	2,66	2,45	7,15
2 передача.	14,8	0,69	3,35	2,84	9,99
	17,0	0,71	4,06	3,36	13,35
	19,2	0,73	4,79	3,9	17,25
	21,4	0,80	5,59	4,76	22,01
3 передача.	24,4	1,43	7,02	9,70	31,71
	28,0	1,47	8,49	11,44	43,15
	31,6	1,54	10,03	13,53	56,68
	35,2	1,67	11,7	16,34	73,02
4 передача.	40,0	3,81	15,51	42,37	115,39
	45,8	4,01	19,52	51,06	166,45
	51,8	4,34	23,86	62,5	228,95
	57,8	4,89	28,75	78,57	307,52
5 передача.	65,6	16,19	44,94	295,25	602,77
	75,5	20,72	65,66	434,89	1037,66
	85,3	30,91	96,57	732,98	1770,64
	95,2	78,16	174,73	2068,55	3839,19

Характеристика мощностного баланса автомобиля на высшей передаче показывает графическое соотношение между мощностью, которой располагает автомобиль на данной передаче, и мощностью, которую требуется затратить для движения автомобиля с заданной скоростью.

Мощность на ведущих колесах

$$N_k = (P_k * V_a) / 3600 \text{ [кВт]}.$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качения $N_f = (P_f * V_a) / 3600 \text{ [кВт]}.$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха $N_w = (P_w * V_a) / 3600 \text{ [кВт]}.$

Результаты расчетов приведены в таблице 1.7

Таблица 1.7 - Результаты значений мощностей

$V_a, \text{ км/ч}$	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$N_w, \text{ кВт}$	0,4	1,2	2,9	5,6	9,7	15,3	22,9	32,6	44,7
$N_f, \text{ кВт}$	7,8	12,2	16,8	21,9	27,6	33,9	41,1	49,2	58,4
$N_w + N_f, \text{ кВт}$	8,2	13,4	19,7	27,5	37,3	49,2	64,0	81,8	103,1

На основании полученных таблиц в графической части проекта построены графики соответствующих характеристик.

Выводы: Проведенные расчеты тягово-динамических характеристик проектируемого автомобиля показали, что автомобиль обладает хорошей динамикой.

По сравнению с прототипом (КаМАЗ 5320), увеличилась максимальная скорость, что целесообразно при использовании автомобиля на междугородних перевозках. Также, установив другой двигатель, мы добились увеличения запаса мощности.

2 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРОЕКТИРУЕМОГО ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

За основу проектируемого автомобиля был взят уже существующий автомобиль КАМАЗ - 53215, который представлен на рисунке 2.1.

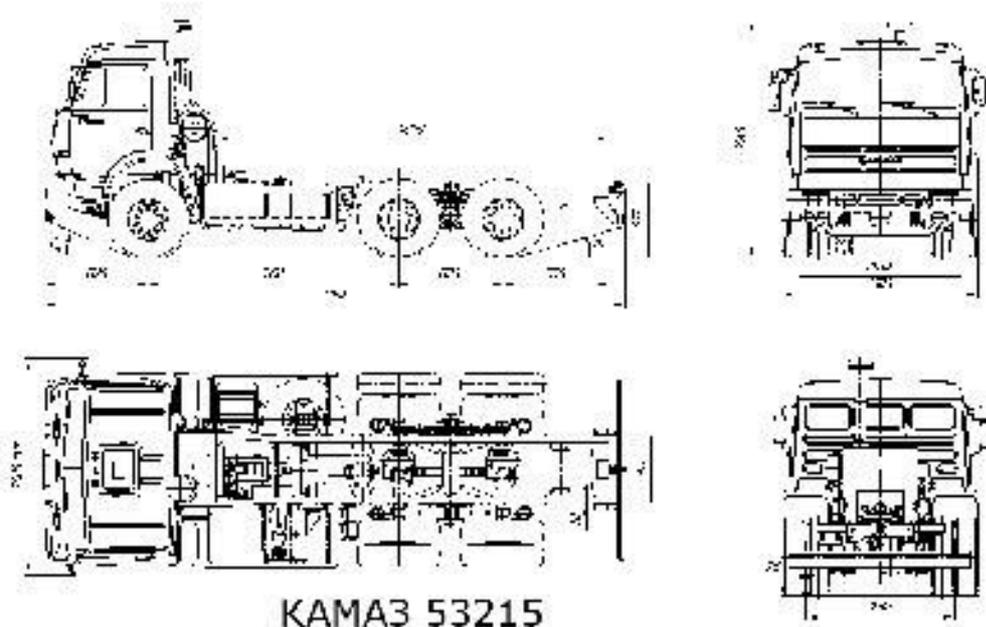


Рисунок 2.1 – Камаз 53215

Конструкция КамАЗ-53215 была составлена из трех осей и колесной формулы бх4. Первый самосвал поднимал 10 тонн. Он перевозил рассыпные и навалочные грузы и предназначался для передвижения по дорогам, которые выдерживали нагрузку более 12 тонн. Многие детали и их соединения являлись типовыми для всех грузовиков КамАЗ. В конструкцию грузовика были внедрены новинки. Фары с ассиметричным лучом использовались на 53215 для снижения риска ослепить водителей транспортных средств, находящихся на встречной полосе. Еще одной новинкой стала аварийная сигнализация в виде мигания обоих указателей поворота. Водительское кресло оснащалось ремнями безопасности. Стяжки и специальные крепления связывали раму самосвала с системой поперечных балок и лонжеронов из стали. Чтобы самосвальнй механизм исправно

функционировал, была предусмотрена гидравлика. Она собиралась из: масляного привода; коробки отбора мощности, пневматических клапанов, работающих на электричестве; пневмопривода, клапанов ограничения, гидроцилиндра, масляного насоса, бака, крана управления. Весь механизм запускался из водительской кабины. Особенности самосвала Технические характеристики самосвала КамАЗ-55102 соответствуют всем требованиям. Два ведущих моста в конструкции машины оснащены колесными редукторами. Они размещены на балансирной тележке. Колеса самосвала производства ГАЗ, легкие и простые в эксплуатации, имеют размер 10.00 R20. Колесная формула модели 6x4. Колеса на КамАЗ дисковые, с пневматическими шинами и камерами внутри. Подвеска на самосвале рессорная. Двухместная кабина является цельнометаллической и откидываемой. Она размещается над двигателем и оснащена высокой крышей. Отсутствие спального места предполагает только дневное использование самосвала. При этом кабина имеет надежную шумоизоляцию и утепление. Конструкцией предполагается дизельный двигатель, оснащенный турбонаддувом. В классической комплектации мощность такой силовой установки составляет 240 л. с. Модель силового агрегата на самосвале – 740.51-240. В процессе работы происходит охлаждение надувочного воздуха. Количество оборотов в минуту для коленчатого вала составляет 2200. При этом крутящий момент на пике 912 Нм. Цилиндры расположены в V-образной форме. В данной модели их 8. Объем силового устройства – 10,85 л. Показатель степени сжатия – 16,5. Бак грузовика КамАЗ-53215 вмещает 350 л топлива. Этого достаточно для длительной работы без остановки на дозаправку. Топливо расходуется экономично (30 л/100 км). Десятиступенчатая коробка передач относится к классу механических. Без применения делителя ступеней всего пять. Передаточное отношение такой коробки составляет 5,94 или 5,43. Конструкция КамАЗа предполагает сухое двухдисковое сцепление.

Платформа коробчатого типа, сварная. Технические характеристики автомобилей КамАЗ-53215: напряжение – 24 В; аккумуляторы – 2х12/190 В/Ачас; генератор – 28/2000 В/Вт. Весовые показатели самосвала: снаряженная масса – 9 250 кг; грузоподъемность – 13 000 кг; суммарная масса – 22 400 кг; нагрузка на переднюю ось – 3 980 кг; на заднюю тележку – 5 270 кг; суммарный вес полуприцепа – 12 800 кг. Тормозной механизм имеет пневматический привод и барабан диаметром 400 мм. Тормозные накладки имеют ширину 140 мм, при этом общая площадь элементов составляет 6300 кв. см [18,19].

Привод гидравлический, в сочетании с пневмоусилителем. Конструкция фрикционная. Платформа цельнометаллическая, оснащенная системой подогрева и возможностью опрокидывания. Благодаря этому разгрузка происходит назад. Этой процедурой можно управлять дистанционно. Максимальный угол наклона составляет 60 градусов. Передний борт имеет наклон. Платформа коробчатого типа, сварная. Технические характеристики автомобилей КамАЗ-53215: напряжение – 24 В; аккумуляторы – 2х12/190 В/Ачас; генератор – 28/2000 В/Вт. Весовые показатели самосвала: снаряженная масса – 9 250 кг; грузоподъемность – 13 000 кг; суммарная масса – 22 400 кг; нагрузка на переднюю ось – 3 980 кг; на заднюю тележку – 5 270 кг; суммарный вес полуприцепа – 12 800 кг. Тормозной механизм имеет пневматический привод и барабан диаметром 400 мм. Тормозные накладки имеют ширину 140 мм, при этом общая площадь элементов составляет 6300 кв. см [18,19].

Одним из первых изделий завода КамАЗ стала грузовая машина с индексом 53215. В СССР никогда не было большого выбора грузовиков, и в период повышенной строительной активности в 70-х годах появилась необходимость в расширении ассортимента. Пробразом для КамАЗ-53215 стал ЗИЛ-170. В 1977 году первый грузовик КамАЗ вышел с конвейера. Вскоре производство новых большегрузных машин стало одним из самых значимых в мире. Впервые заметные желтые самосвалы появились на

стройплощадках в Набережных Челнах. Они разительно отличались от привычной техники, производимой советскими предприятиями. В этом городе собирались шасси для будущего самосвала, а опрокидывающая система и кузов монтировались в Нефтекамске. В создании машины, кроме конструкторов КамАЗа, участвовали сотрудники машиностроительного предприятия из Мытищ. Конструкция КамАЗ-53215 была составлена из трех осей и колесной формулы 6х4. Первый самосвал поднимал 10 тонн. Он перевозил рассыпные и навалочные грузы и предназначался для передвижения по дорогам, которые выдерживали нагрузку более 12 тонн. Многие детали и их соединения являлись типовыми для всех грузовиков КамАЗ. В конструкцию грузовика были внедрены новинки. Фары с асимметричным лучом использовались на 53215 для снижения риска ослепить водителей транспортных средств, находящихся на встречной полосе. Еще одной новинкой стала аварийная сигнализация в виде мигания обоих указателей поворота. Водительское кресло оснащалось ремнями безопасности. Стяжки и специальные крепления связывали раму самосвала с системой поперечных балок и лонжеронов из стали. Чтобы самосвальный механизм исправно функционировал, была предусмотрена гидравлика. Она собиралась из: масляного привода, коробки отбора мощности, пневматических клапанов, работающих на электричестве; пневмопривода; клапанов ограничения гидроцилиндра; масляного насоса, бака, крана управления. Весь механизм запускался из водительской кабины. Особенности самосвала Технические характеристики самосвала КамАЗ-55102 соответствуют всем требованиям. Два ведущих моста в конструкции машины оснащены колесными редукторами. Они размещены на балансирной тележке. Колеса самосвала производства ГАЗ, легкие и простые в эксплуатации, имеют размер 10.00 R20. Колесная формула модели 6х4. Колеса на КамАЗ дисковые, с пневматическими шинами и камерами внутри. Подвеска на самосвале рессорная. Двухместная кабина является цельнометаллической и откидываемой. Она размещается над двигателем и

оснащена высокой крышей. Отсутствие спального места предполагает только дневное использование самосвала. При этом кабина имеет надежную шумоизоляцию и утепление. Конструкцией предполагается дизельный двигатель, оснащенный турбонаддувом. В классической комплектации мощность такой силовой установки составляет 240 л. с. Модель силового агрегата на самосвале – 740.51-240. В процессе работы происходит охлаждение надувочного воздуха. Количество оборотов в минуту для коленчатого вала составляет 2200. При этом крутящий момент на пике 912 Нм. Цилиндры расположены в V-образной форме. В данной модели их 8. Объем силового устройства – 10,85 л. Показатель степени сжатия – 16,5. Бак грузовика КамАЗ-53215 вмещает 350 л топлива. Этого достаточно для длительной работы без остановки на дозаправку. Топливо расходуется экономично (30 л/100 км). Десятиступенчатая коробка передач относится к классу механических. Без применения делителя ступеней всего пять. Передаточное отношение такой коробки составляет 5,94 или 5,43. Конструкция КамАЗа предполагает сухое двухдисковое сцепление. Привод гидравлический, в сочетании с пневмоусилителем. Конструкция фрикционная. Платформа цельнометаллическая, оснащенная системой подогрева и возможностью опрокидывания. Благодаря этому разгрузка происходит назад. Этой процедурой можно управлять дистанционно. Максимальный угол наклона составляет 60 градусов. Передний борт имеет наклон.

Техническая характеристика автомобиля следующая [9] (характеристики автомобиля полной массой 59300 кг):

1. Снаряженная масса а/м, кг – 11150;
2. Снаряженная масса а/м, нагрузка на заднюю тележку, кг – 5950;
3. Полная масса, кг – 28300;
4. Полная масса а/м, нагрузка на заднюю тележку, кг – 21400;
5. Полная масса автопоезда, кг – 59300;
6. Снаряженная масса а/м, нагрузка на передний мост, кг – 5200;

7. Полная масса а/м, нагрузка на передний мост, кг – 6900;
8. Нагрузка на ССУ, кг – 17000;
9. Полная масса полуприцепа, кг – 48000;
10. Двигатель – Модель 740.60-360 (Евро-3);
11. Тип двигателя - дизельный с турбонаддувом, с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха;
12. Максимальная полезная мощность двигателя, кВт (л. с.) - 265 (360) при частоте вращения коленчатого вала 1900 мин⁻¹;
13. Максимальный полезный крутящий момент, Нм (кг·см) / при частоте вращения коленвала, мин⁻¹ - 1570 (160) / 1250...1350;
14. Расположение и число цилиндров - V-образное, 8;
15. Рабочий объем, л - 11,76;
16. Вместимость топливного бака, л – 500;
17. Коробка передач - ZF 16S 151;
18. Тип КПП - механическая, шестнадцатиступенчатая;
19. Управление КПП - механическое, дистанционное;
20. Передаточные числа на передачах - 1 -13,80 -11,54/ 2 -9,49 -7,93/ 3 - 6,53 -5,46/ 4 -4,57 -3,82/ 5 -3,02 -2,53/ 6 -2,08 -1,74/ 7 -1,43 -1,20/ 8 -1,00 -0,84/ 3X -12,92 -10,80;
21. Тип колес – дисковые;
22. Тип шин - пневматические, камерные;
23. Размер обода - 8.0-20 (216-508);
24. Размер шин - 12.00 R20 (320 R508);
25. Максимальная скорость, не менее, км/ч – 80;
26. Внешний габаритный радиус поворота, м - 11,50.

Преимущества и недостатки

Рассматриваемая модель грузовой автомашины имеет как преимущества, так и недостатки в сравнении с аналогами. Преимущества: Машина прекрасно подходит для использования в условиях города в ограниченном пространстве узких улиц. Хорошая проходимость. Высокая

маневренность. Небольшой радиус разворота. Цельнометаллический кузов оборудован защитным навесом. Отработанные газы подогревают платформу и не позволяют грузу примерзнуть. Наилучшее соотношение цены и качества. Невысокая стоимость обслуживания при отличной работоспособности и большом сроке эксплуатации. Самосвал неприхотлив к виду и качеству дизельного топлива. Доступность и небольшая стоимость сменных деталей. Простота конструкции позволит производить текущий ремонт своими руками. Недостатки: Самосвал КамАЗ-53215 похож по своим характеристикам и внешнему виду на пятнадцатитонник 65116. Однако перевозка грузов с помощью 53215 будет стоить дороже, чем та же поездка на 65116. Модель снята с производства. Новые модели более совершенные. Максимальная вместимость кузова – 6,6 куб м. Пневматические колеса, оснащенные камерами. В сравнении с зарубежными марками хуже эргономика и условия работы водителя. Небольшой срок службы некоторых комплектующих. Все недостатки с лихвой компенсируются небольшой стоимостью деталей и самого грузовика. В своем ценовом диапазоне КамАЗ-55102 является оправданным вложением средств. Такие машины даже после снятия их с производства обслуживают строительные площадки по всей стране. Сфера применения самосвалов КамАЗ-53215. Основной функцией самосвала, помимо перевозки, является простая разгрузка за счет опрокидывания кузова назад. Это делает такие машины применимыми во многих сферах жизни. Главные направления использования – это строительство, сельское хозяйство и благоустройство. Такой широкий спектр применения объясняется хорошим функционалом конструкции. Процедура погрузки и выгрузки занимает минимум времени, что чрезвычайно важно в современных условиях проведения работ [18].

При уборке урожая, может понадобится практически любая техника, что есть под рукой. Если же у вас есть выбор, то обращайтесь внимание на автомобиль марки КАМАЗ 65116, которые в кратчайшие сроки смогут доставить ваш урожай в огромном количестве в нужное место.

Эскизная компоновка проектируемого грузового автомобиля приведена на рисунках 2.2.

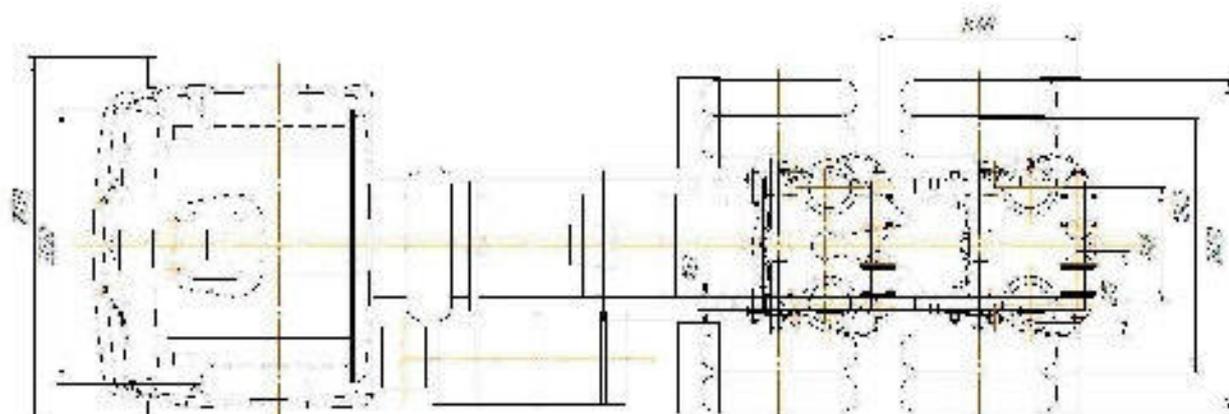
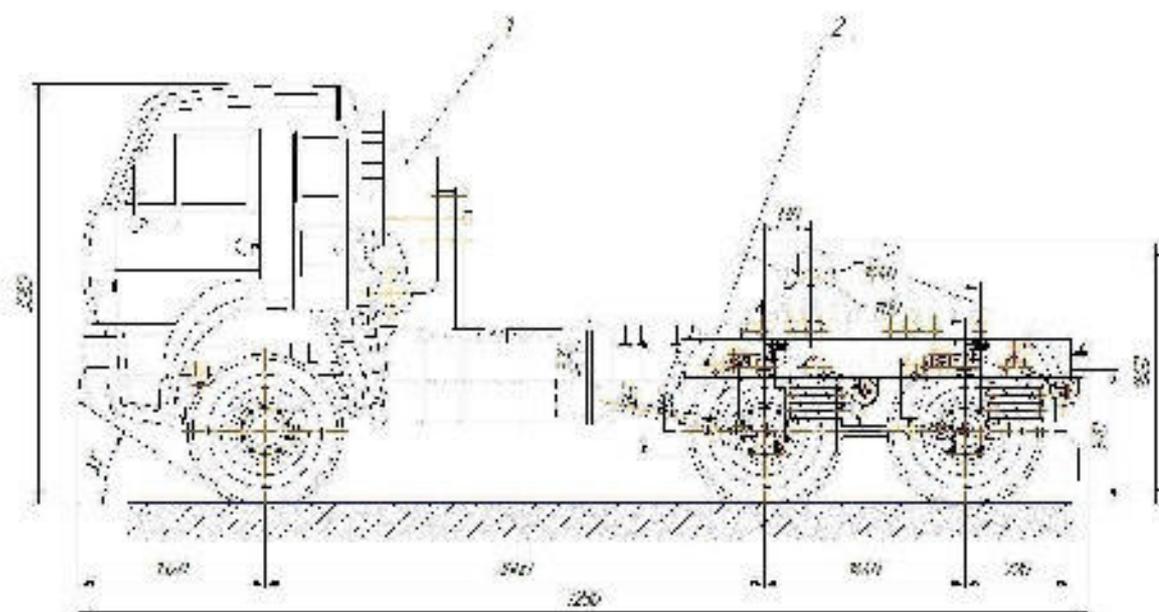


Рисунок 2.2 – Эскизная компоновка проектируемого грузового автомобиля

3 КОНСТРУКТИВНАЯ ЧАСТЬ

3.1 Анализ существующих схем задних подвесок

Пневматическая подвеска с амортизационным устройством для гашения вертикальных колебаний

Изобретение относится к области машиностроения, в частности к амортизационным устройствам для гашения вертикальных колебаний транспортных средств с использованием газа в камере с эластичной стенкой. Пневматическая подвеска содержит установленный между подрессоренной и неподрессоренной массами основной упругий элемент и соосно установленный внутри него дополнительный упругий элемент. Дополнительный упругий элемент выполнен в виде полого плунжера, который разделен поршнем на две полости. Штоковая полость плунжера соединена воздушным каналом через электропневмоклапан, управляемый с помощью датчика скорости и коммутирующего устройства, для подвода массы газа в начале каждого хода отбоя - с ресивером, а для отвода этой массы газа в начале каждого хода сжатия - с атмосферой. Вторая полость плунжера через отверстие в днище внутреннего плунжера также соединена с атмосферой. Шток поршня укреплен в крышке основного упругого элемента. Изобретение повышает демпфирующие свойства пневматической подвески и обеспечивает регулирование ее упругодемпфирующих характеристик во всем амплитудно-частотном диапазоне внешнего воздействия. 3 ил.

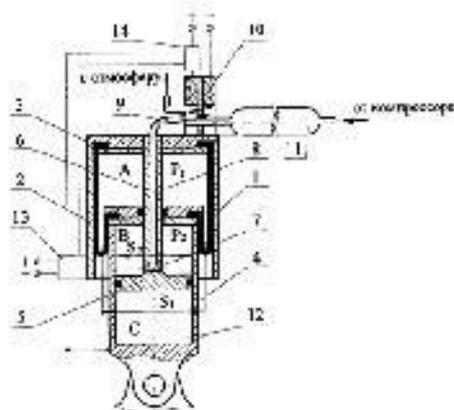


Рисунок 3.1 - Пневматическая подвеска

Изобретение относится к области машиностроения, в частности к амортизационным устройствам для гашения вертикальных колебаний транспортных средств с использованием газа в камере с эластичной стенкой.

Известно устройство для осуществления гашения вертикальных колебаний транспортных средств, описанное в а.с. №261926, М. кл. В60С 11/26, содержащее резинокордную оболочку с крышкой, дополнительную емкость, расположенную между ними перегородку с калиброванными отверстиями, и клапанное устройство в виде свободно висящей на перегородке диафрагмы, перекрывающей перепускные отверстия на ходе отбоя.

К основным недостаткам устройства относится то, что при вынужденных колебаниях амортизированного объекта с большими амплитудами происходит смещение его среднего положения вниз относительно исходного вследствие постоянного аккумуляирования энергии сжатого газа в дополнительной емкости в начале каждого хода сжатия, что приводит к уменьшению динамического хода подвески и снижению эффективности гашения колебаний.

Известно устройство пневматической подвески, содержащее резинокордную оболочку с крышкой, образующие основную рабочую полость, дополнительную емкость, установленную соосно и внутри основной рабочей полости, расположенную между ними перегородку, на которой жестко закреплено клапанное цилиндрическое устройство со штоком. В перегородке расположены калиброванное отверстие и предохранительный клапан для перетекания газа в процессе работы. Основной и дополнительный упругие элементы пневматической подвески установлены между подрессоренной и непрорессоренной массами амортизируемого объекта.

Основным недостатком устройства является нестабильность демпфирующих свойств подвески и низкая эффективность гашения колебаний при работе из-за того, что в гашении колебаний и в создании упругой составляющей подвески участвует масса газа (воздуха) в основной

рабочей полости, часть которой то отводится в процессе хода отбоя, то возвращается на ходе сжатия. Такое перетекание газа из основного упругого элемента подвески в дополнительный упругий элемент, наоборот, приводит к нагреву рабочей среды подвески, что ведет к изменению термодинамических параметров газа, а следовательно, к ухудшению демпфирующих свойств подвески.

Также недостатком устройства является то, что пневматический упругий элемент не обеспечивает регулирование упругодемпфирующей характеристики при воздействии любых внешних сил переменной частоты и амплитуды.

Задачей предлагаемого изобретения является повышение демпфирующих свойств пневматической подвески и обеспечение регулирования ее упругодемпфирующих характеристик во всем амплитудно-частотном диапазоне внешнего воздействия.

Поставленная задача достигается тем, что в пневматической подвеске, содержащей установленный между подрессоренной и неподрессоренной массами основной упругий элемент, и соосно установленный внутри него дополнительный упругий элемент, согласно изобретению дополнительный упругий элемент выполнен в виде полого плунжера, который разделен поршнем на две полости, при этом штоковая полость плунжера соединена воздушным каналом через электропневмоклапан, управляемый с помощью датчика скорости и коммутирующего устройства, для подвода массы газа в начале каждого хода отбоя - с ресивером, а для отвода этой массы газа в начале каждого хода сжатия - с атмосферой, а вторая полость плунжера через отверстие в днище внутреннего плунжера также соединена с атмосферой, причем шток поршня укреплен в крышке основного упругого элемента.

Существенным отличием предложенной пневматической подвески является то, что уменьшение упругой силы основного упругого элемента на ходе отбоя осуществляется не за счет перетекания части массы газа из основного упругого элемента в дополнительный, как это осуществляется в

известной пневматической подвеске, а за счет подвода дополнительной массы газа под давлением из автономного источника энергии в штоковую полость цилиндра в противофазе движению объекта, что приводит к резкому уменьшению потенциальной энергии системы в начале хода отбоя, а значит и всего хода отбоя.

Пневматическая подвеска содержит резинокордную оболочку 1, расположенную в стакане 2 с крышкой 3, и внутренний полый плунжер 4, которые образуют переменную полость «А». При этом внутренний полый плунжер 4 выполнен в виде цилиндра и разделен поршнем 5 на две полости «В» и «С». Шток 6 поршня 5 жестко закреплен на крышке 3 упругого элемента.

Штоковая полость «В» через радиальные 7 и осевые 8 каналы штока 6, через гибкий трубопровод 9 и электропневмоклапан (ЭПК) 10 соединяется или с ресивером 11 транспортного средства, или с атмосферой.

Полость «С» постоянно сообщается через отверстие 12 в днище внутреннего плунжера 4 с атмосферой, при этом никакого сопротивления при протекании воздуха из полости «С» в атмосферу или обратно не создается.

Для подвода массы газа из ресивера 11 в полость «В» в начале каждого хода отбоя и отвода этой массы газа в начале каждого хода сжатия в атмосферу предназначен ЭПК 10.

Управление ЭПК 10 производится датчиком относительной скорости 13 внешнего стакана 2 и внутреннего плунжера 4, выход которого соединен коммутирующим устройством 14 (с обмоткой реле) в цепи питания ЭПК 10.

Гашение вертикальных колебаний амортизируемого объекта с помощью предложенного устройства осуществляется следующим образом

В статическом положении пневматической подвески сила тяжести подпрессоренной массы уравновешивается только за счет избыточного давления в полости «А», т.е.:

$$M \cdot g = P_{10} \cdot S_1,$$

где M - масса амортизируемого объекта,

P_{10} - давление в полости «А» в статическом положении пневматической подвески,

S_1 - эффективная площадь пневматической подвески,

g - ускорение свободного падения тела.

На ходе сжатия пневматической подвески давление газа в полости «А» возрастает, а в полости «В» за счет ЭПК 10 остается равным атмосферному, т.е. упругая сила

$$P_{\text{упр}} = P_1 \cdot S_1,$$

В начале хода отбоя от датчика относительной скорости 13 подается сигнал на реле 14, которое соединяет ЭПК 10 с источником питания и последний, включаясь, сообщает полость «В» через каналы 7 и 8 в штоке 6 и трубопровод 9 с ресивером 11.

Подвод массы газа в штоковую полость «В» под давлением $P_2 \approx P_1$ оказывает существенное противодействие основному упругому элементу и приводит к резкому уменьшению упругой силы пневматической подвески на величину $P_2 \cdot S_2$, т.е.:

$$P_{\text{упр}} = P_1 \cdot S_1 - P_2 \cdot S_2,$$

где P_2 - текущее давление в штоковой полости «В»;

S_2 - эффективная площадь поршня в штоковой полости.

Таким образом, давление P_2 противодействует давлению P_1 . В начале очередного хода сжатия ЭПК 10 обесточивается, и полость «В» через ЭПК 10 сообщается с атмосферой, что приводит к восстановлению упругой силы пневматической подвески.

Таким образом, уменьшение упругой силы пневматической подвески в начале каждого хода отбоя за счет подвода дополнительной энергии в штоковую полость цилиндра в противофазе движению объекта и быстрое восстановление ее в начале каждого хода сжатия приводит к интенсивному демпфированию вертикальных колебаний.

Для подтверждения этого предположения были проведены теоретические расчеты на ЭВМ параметров движения объекта при свободных колебаниях, результаты которых приведены на фиг.3.

Исследования проводились со следующими исходными параметрами пневматической подвески:

$$P_{10} = 0.49 \text{ МН/м}^2; S_1 = 0.03 \text{ м}^2; M = 1500 \text{ кг};$$

$V_{10} = 0.006 \text{ м}^3$ - объем полости «А» в статическом положении пневматической подвески;

$$S_2 = 0.02 \text{ м}^2; Z_0 = \pm 0.1 \text{ м} - \text{ход пневматической подвески};$$

$$P_2 = 0.49 \text{ МН/м}^2; 0.294 \text{ МН/м}^2; 0.098 \text{ МН/м}^2.$$

Как показали результаты расчета на ЭВМ, коэффициент поглощения энергии предлагаемой пневматической подвески при подводимом давлении в полость «В» $P_2 = 0.49 \text{ МН/м}^2$ достигает значения $\eta = \Delta \omega / \omega = 1$. Свободные колебания при этом являются аperiodическими (кривая 1, фиг.3). Здесь $\Delta \omega$ - энергия диссипации за период колебания, ω - полная энергия системы в начале свободных колебаний в точке $Z_0 = 0.1 \text{ м}$

На фиг.2 представлены упругодемпфирующие характеристики пневматической подвески. Предлагаемая пневматическая подвеска обеспечивает широкое регулирование упругодемпфирующей характеристики за счет уменьшения или увеличения подводимого давления P_2 в штоковую полость «В» от автономного источника энергии в противофазе движению объекта.

На фиг.3 представлены графики кривых свободных колебаний амортизируемого объекта. Как видно из графиков, предложенная пневматическая подвеска обеспечивает увеличение коэффициента поглощения энергии колебаний амортизируемого объекта.

При одинаковых эффективных площадях ($S_1 = S_2$) упругих элементов амортизационное устройство не эффективно, т.к. упругие силы этих

элементов уравниваются, а подрессоренная масса в таком случае будет сведена к нулю.

Как показал анализ расчетов параметров движения объекта при свободных колебаниях, а также анализ конструктивных схем прототипа и предложенной пневматической подвески, поставленная задача изобретения достигнута.

ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

Пневматическая подвеска, содержащая установленный между подрессоренной и неподрессоренной массами основной упругий элемент и соосно установленный внутри него дополнительный упругий элемент, отличающаяся тем, что дополнительный упругий элемент выполнен в виде полого плунжера, который разделен поршнем на две полости, при этом штоковая полость плунжера соединена воздушным каналом через электропневмоклапан, управляемый с помощью датчика скорости и коммутирующего устройства, для подвода массы газа в начале каждого хода отбоя - с ресивером, а для отвода этой массы газа в начале каждого хода сжатия - с атмосферой, а вторая полость плунжера через отверстие в днище внутреннего плунжера также соединена с атмосферой, причем шток поршня укреплен в крышке основного упругого элемента.

Подвеска для мостов транспортных средств со стабилизатором

Изобретение относится к автомобильной промышленности, в частности к подвеске для мостов транспортных средств со стабилизатором. Стабилизатор поперечной устойчивости оси подвески транспортного средства выполнен П-образной формы. Стабилизатор соединен шарнирно с осью транспортного средства. Через стойки стабилизатор соединен с рамой транспортного средства. Крепление стойки к раме выполнено через подвижную серьгу. Серьга качается с помощью упругого привода относительно точки закрепления ее на подрессоренной раме транспортного средства. Нижней частью серьга крепится к стойке. При наклоне серьги относительно вертикали против часовой стрелки на

угол $\alpha = 0,5 : 1,0 \left(\arccos \frac{E^2 + BE - AB}{E \times \sqrt{A^2 + (B + E)^2}} - \arccos \frac{B + E}{\sqrt{A^2 + (B + E)^2}} \right)$ где α - угол наклона серьги, А - длина плеча стабилизатора, В - длина стойки, Е - длина серьги, стабилизатор снижает свою эффективность и перестает оказывать стабилизирующее действие на раму транспортного средства. Достигается возможность отключать стабилизатор, когда его действие вызывает ухудшение параметров движения.

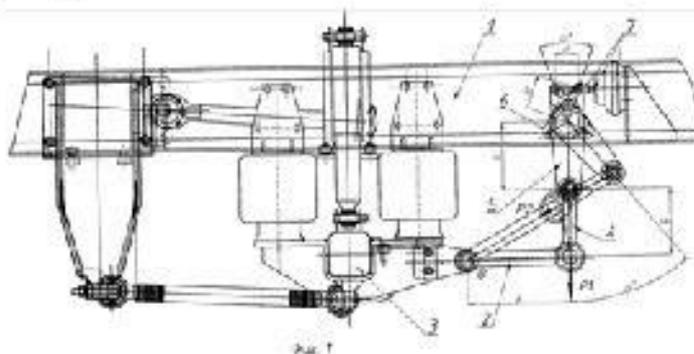


Рисунок 3.2 - Стабилизатор поперечной устойчивости транспортного средства

Изобретение относится к автомобильной промышленности, в частности к подвеске для мостов транспортных средств со стабилизатором

Известен стабилизатор поперечной устойчивости транспортного средства, содержащий два торсиона, продольные рычаги и тяги. Продольные рычаги жестко закреплены на наружных концах торсионов и шарнирно связаны своими свободными концами посредством тяг с осью транспортного средства. Торсионы установлены поперек рамы с возможностью взаимодействия друг с другом посредством блокирующего устройства, выполненного в виде муфты (патент РФ № 2386548, В60G 21/00, 21/055, 2010 г.)

В качестве прототипа выбран стабилизатор поперечной устойчивости самосвального транспортного средства, содержащий смонтированные на раме, соединенные между собой торсионные элементы, кинематически связанные своими концами с осью колес, механизм выключения стабилизатора, выполненный в виде двуплечего рычага, одним плечом

взаимодействующего с рамой, а другим - с одной из зубчатых полумуфт, смонтированной с возможностью перемещения вдоль одного из торсионных элементов и подпружиненной относительно него (а.с. СССР № 1047733, МПК³ В60G 19/10, 1983 г.).

В данных конструкциях подвесок стабилизаторы сложны в изготовлении, так как требуется использование зубчатых муфт зацепления, кроме этого существует возможность невключения муфты при попадании зуб на зуб, что в свою очередь может привести к опрокидыванию транспортного средства на повороте.

Целью изобретения является создание простого и надежного механизма соединения стабилизатора поперечной устойчивости с рамой транспортного средства, который позволяет отключать стабилизатор, когда его действие вызывает ухудшение параметров движения.

Стабилизатор повышает безопасность движения на больших скоростях на поворотах. При движении по сильно пересеченной местности при маленькой скорости он ухудшает плавность хода транспортного средства за счет раскачки его рамы. При движении в таких условиях стабилизатор рационально отключить.

Технический результат достигается за счет того, что в стабилизаторе поперечной устойчивости оси подвески транспортного средства П-образной формы соединенном центральной частью с осью транспортного средства, а своими концами через стойки с рамой транспортного средства, крепление стойки к раме выполнено через подвижную серьгу, которая качается с помощью упругого привода относительно точки закрепления ее на раме транспортного средства, нижней частью серьга крепится к стойке, при наклоне серьги относительно вертикали против часовой стрелки на угол

$$\alpha = 0,5 : 1,0 \left(\arccos \frac{E^2 + BE - AB}{E \times \sqrt{A^2 + (B + E)^2}} - \arccos \frac{B + E}{\sqrt{A^2 + (B + E)^2}} \right)$$

где α - угол наклона серьги, А - длина плеча стабилизатора, В - длина стойки, Е - длина серьги, стабилизатор снижает свою эффективность и перестает оказывать стабилизирующее действие на раму транспортного средства.

Крепление стабилизатора через стойку к качающейся серьге позволяет отключать стабилизатор в определенных условиях движения транспортного средства. Совокупность признаков позволяет значительно упростить конструкцию стабилизатора, при этом эксплуатационные характеристики транспортного средства остаются высокими.

Подвеска оси транспортного средства содержит раму 1 транспортного средства, стабилизатор поперечной устойчивости 2, ось 3.

Стабилизатор 2 поперечной устойчивости выполнен в виде стержня П-образной формы. Центральная часть стабилизатора 2 поперечной устойчивости шарнирно соединена с осью 3 транспортного средства. Концы стабилизатора 2 через стойку 4 шарнирно соединены с качающейся серьгой 5. Крепление стабилизатора поперечной устойчивости может происходить и по другому, т.е. концы стабилизатора 2 поперечной устойчивости шарнирно соединены с осью 3 транспортного средства, центральная часть стабилизатора 2 поперечной устойчивости через стойку 4 шарнирно соединена с качающейся серьгой 5. Серьга 5 установлена с возможностью качания на оси, закрепленной на кронштейне 6 рамы 1. Кроме того, серьга 5 соединена шарнирно с упругим приводом 7. Привод 7 включается принудительно водителем (когда скорость меньше 30 км/час). При скорости меньше 20 км/час привод 7 может включаться автоматически, а при возрастании скорости выше 40 км/час всегда происходит автоматическое включение стабилизатора.

Стабилизатор 2 поперечной устойчивости работает следующим образом

При кренах транспортного средства рама 1 стремится наклониться относительно оси 3.

При этом происходит закручивание стержня стабилизатора 2 поперечной устойчивости. На концах стабилизатора 2 поперечной устойчивости возникают силы P_1 , которые на плече «А» вызывают стабилизирующий момент.

При необходимости отключить стабилизатор 2 поперечной устойчивости серьги 5 наклоняется за счет упругого привода 7 относительно вертикали против часовой стрелки на угол

$$\alpha = 0,5 \pm 1,0 \left(\arccos \frac{E^2 + BE - AB}{E \times \sqrt{A^2 + (B + E)^2}} - \arccos \frac{B + E}{\sqrt{A^2 + (B + E)^2}} \right)$$

где α - угол наклона серьги, А - длина плеча стабилизатора 2, В - длина стойки 4, Е - длина серьги 5.

Стабилизатор 2 поперечной устойчивости снижает свою эффективность и перестает оказывать стабилизирующее действие на раму 1 транспортного средства.

Формула определяется из геометрического решения треугольников, составленных из плеча стабилизатора 2 поперечной устойчивости, стойки 4 и серьги 5.

При повороте серьги 5 на угол α продольная ось серьги 5 и стойка 4 образуют единую линию и при поперечном наклоне рамы 1 транспортного средства относительно оси 3 практически не происходит закручивания стержня стабилизатора 2 поперечной устойчивости. В месте соединения стабилизатора 2 поперечной устойчивости и стойки 4 возникает ничтожно малая сила P_2 , которая не оказывает стабилизирующего действия на раму 1 транспортного средства. Таким образом, стабилизатор 2 поперечной устойчивости снижает свою эффективность и перестает оказывать стабилизирующее действие на раму транспортного средства. В этом

положении серьги 5 при движении по неровной дороге изменяется расстояние между осью 3 и рамой.

При этом упругий привод 7 обеспечивает компенсацию изменения этого расстояния и не происходит закручивания стабилизатора поперечной устойчивости 2.

Совокупность всех признаков позволяет сократить количество деталей стабилизатора поперечной устойчивости, упростить его конструкцию, сохраняя высокие эксплуатационные характеристики. Таким образом технический результат достигнут.

Стабилизатор поперечной устойчивости оси подвески транспортного средства может быть выполнен на стандартном оборудовании с применением современных материалов и технологий.

ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

1. Стабилизатор поперечной устойчивости оси подвески транспортного средства П-образной формы, соединенный шарнирно с осью транспортного средства и через стойки с рамой транспортного средства, отличающийся тем, что крепление стойки к раме выполнено через подвижную серьгу, которая качается с помощью упругого привода относительно точки закрепления ее на подрессоренной раме транспортного средства, нижней частью серья крепится к стойке, при наклоне серьги относительно вертикали против

часовой стрелки на угол
$$\alpha = 0,5 + 1,0 \left(\arccos \frac{E^2 + BE - AB}{E \times \sqrt{A^2 + (B+E)^2}} - \arccos \frac{B+E}{\sqrt{A^2 - (B+E)^2}} \right),$$

где α - угол наклона серьги, А - длина плеча стабилизатора, В - длина стойки, Е - длина серьги, стабилизатор снижает свою эффективность и перестает оказывать стабилизирующее действие на раму транспортного средства.

2. Стабилизатор по п.1, отличающийся тем, что он соединен шарнирно центральной частью с осью транспортного средства, а концами через стойки с рамой транспортного средства.

3. Стабилизатор по п.1, отличающийся тем, что он соединен шарнирно концами с осью транспортного средства, а центральной частью через стойки с рамой транспортного средства.

Пневматическая подвеска

Изобретение относится к области машиностроения. Пневматическая подвеска содержит резинокордную оболочку с крышкой, образующие основную рабочую полость, дополнительную полость и расположенную между ними перегородку. Дополнительная полость установлена соосно и внутри основной рабочей полости. На перегородке жестко закреплено клапанное устройство, выполненное в виде цилиндра. Вдоль оси цилиндра выполнено отверстие, соединяющее полости пневмоамортизатора при помощи запорной лопатки, перемещающейся перпендикулярно оси цилиндра. Лопатка изготовлена из диэлектрика, с нанесенным разветвленным припоем в виде параллельно расположенных металлических пластин. Лопатка управляется постоянным магнитом и переменным направленным электрическим током. Достигается повышение демпфирующих свойств и эффективность работы.

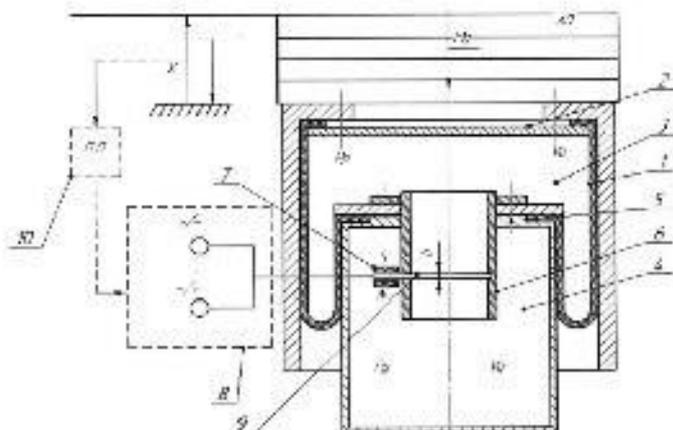


Рисунок 3.3 - Пневматическая подвеска

Пневматическая подвеска, содержащая резинокордную оболочку с крышкой, образующие основную рабочую полость, дополнительную полость, установленную соосно и внутри основной рабочей полости, и расположенную между ними перегородку, на которой жестко закреплено клапанное устройство, выполненное в виде цилиндра, отличающаяся тем, что вдоль оси цилиндра выполнено отверстие, соединяющее полости пневмоамортизатора при помощи запорной лопатки, перемещающейся перпендикулярно оси цилиндра, изготовленной из диэлектрика, с нанесенным разветвленным припоем в виде параллельно расположенных металлических пластин, управляемой постоянным магнитом и переменным направленным электрическим током (в зависимости от положения пневмоамортизатора), за счет силы Лоренца.

Изобретение относится к области машиностроения.

К основным недостаткам устройства относится то, что при вынужденных колебаниях амортизированного объекта с большими амплитудами происходит смещение его среднего положения вниз относительно исходного вследствие.

Основным недостатком устройства является, как и всех клапанов с механическим управлением, заключается в том, что возникающее трение между трубчатым поршнем и цилиндром снижает демпфирующие свойства пневматической подвески, что снижает эффективность работы всего устройства.

Задачей предлагаемого изобретения является повышение демпфирующих свойств пневматической подвески и эффективности работы всего устройства. Снижение амплитуды колебаний амортизируемого объекта (АО) при широком спектре весовых характеристик (M_a).

Поставленная задача достигается тем, что в известной пневматической подвеске, лопатка оснащена разветвленным припоем в виде параллельно расположенных металлических пластин. В области припоя расположен постоянный магнит.

Пневматическая подвеска соединенная с источником питания (на черт. не показано) содержит резинкордную оболочку 1 с крышкой 2, образующие основную рабочую полость 3 с объемом V_p и давлением P_p , дополнительную полость 4 с объемом V_d и давлением P_d , установленную соосно и внутри основной рабочей полости 3, и расположенную между ними перегородку 5. На перегородке 5 жестко закреплено клапанное устройство 6, выполненное в виде цилиндра. Вдоль оси цилиндра вырезано отверстие, соединяющее полости пневмоамортизатора. Внутри полости цилиндра установлена запорная лопатка 9 толщиной h , изготовленная из диэлектрика. Лопатка оснащена разветвленным припоем 11, в виде параллельно расположенных металлических пластин. В области припоя расположен постоянный SN магнит 7. Система управления клапаном содержит преобразователь перемещения объекта 10, блока управления электроэнергией 8 пластины клапана 9.

Пневматическая подвеска работает следующим образом

На ходе сжатия пневматической подвески (точка "а" на упругодемпфирующей характеристике, фиг. 3.) преобразованный сигнал с преобразователя перемещения 10, подает на блок управления электроэнергией 8, подающий электрический ток на пластину клапана 9, которая под действием силы Лоренца разделяет основную и дополнительную полости. Давление в рабочем объеме пневматической подвески возрастает и начинается ход отбоя (кривая а-в Фиг. 3) и блок управления электроэнергией 8, подающий электрический ток на пластину 9 в обратном направлении (точка "b" Фиг. 3). Клапан переходит в положение «открыто» соединяя основную и дополнительную полости и газ через отверстие переходит из рабочего объема в дополнительный (кривая b-c Фиг. 3). Далее давление в объемах пневматической подвески выравнивается (точка "с" Фиг. 3). В начале хода отбоя преобразованный сигнал с преобразователя перемещения, подается на блок управления электроэнергией 8, подающий электрический ток на пластину клапана 9, которая под действием силы Лоренца разделяет

основную и дополнительную полости. На ходе отбоя давление в рабочем объеме пневматической подвески уменьшается (кривая c-d Фиг. 3). Затем начинается очередной ход сжатия (в точке "d" Фиг. 3) и блок управления электроэнергией 8 подает ток на пластину клапана 9 в обратном направлении. Клапан переходит в положение «открыто» соединяя основную и дополнительную полости и газ через отверстия клапана перетекает из дополнительного объема в рабочий объем (кривая d-a Фиг. 3). Давление в объемах выравнивается (точка "a" Фиг. 3).

Площадь петли на упругодемпфирующей характеристике (кривая a-b-c-d-a Фиг. 3) отражает величину поглощенной энергии пневматической подвеской за один период колебания объекта.

Таким образом, предложенная пневматическая подвеска позволяет повысить демпфирующие свойства и эффективность работы.

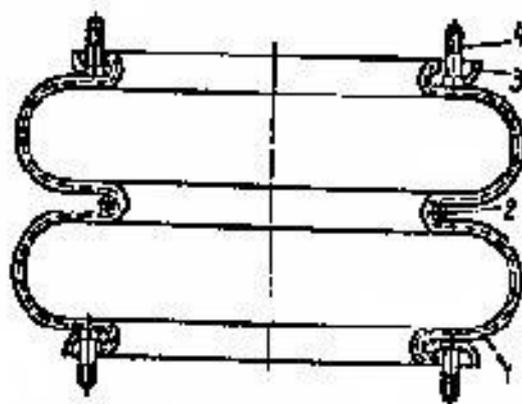
На рисунке 3.4 показана принципиальная схема пневматической подвески с резинокордными упругими элементами и автоматическим регулированием положения кузова. Упругий элемент 1, размещенный между рамой 3 автомобиля и осью 2, соединен с дополнительным резервуаром 4. Воздухопровод 5 соединяет резервуар с регулятором 6 положения кузова, укрепленным на раме. К регулятору подводится воздух под давлением компрессора 7 через резервуар 8. Давление в резервуаре 8 должно быть выше, чем в упругом элементе. Привод к регулятору осуществляется через рычаг 9 и тягу 10 от оси автомобиля.

Предположим, что статическая нагрузка на упругий элемент увеличилась. Рама автомобиля опустится ниже, и рычаг регулятора под воздействием тяги 10 повернется по часовой стрелке. При этом откроется впускной клапан регулятора, соединяющий воздухопровод 5 с резервуаром 8, и воздух под давлением начнет поступать в резервуар 4 и упругий элемент 1. Воздух продолжает поступать до тех пор, пока рама автомобиля не поднимется до прежнего положения, вследствие чего рычаг 9 возвратится в прежнее положение и впускной клапан регулятора закроется.

Предположим, что статическая нагрузка на упругий элемент уменьшилась. В этом случае рама 3 перемещается вверх, рычаг регулятора поворачивается против часовой стрелки, и открывается выпускной клапан регулятора, соединяющий воздухопровод 5 с атмосферой. Воздух из упругого элемента 1 и его резервуара 4 выходит до тех пор, пока рама 2 не возвратится в прежнее положение и выпускной клапан закроется.

Одним из основных элементов такой подвески являются упругие элементы

Пневматические упругие элементы обеспечивают упругие свойства подвески за счет сжатия воздуха. Наиболее распространены пневматические упругие элементы в виде двухсекционных круглых баллонов, рисунок 3.3. Он состоит из резинокордовой оболочки 1, разделительного кольца 2, прижимных колец 3 и болтов крепления 4. Такие упругие элементы используются часто в автомобилях, у которых нагрузка меняется в широких пределах (автобусы, самосвалы, тягачи).



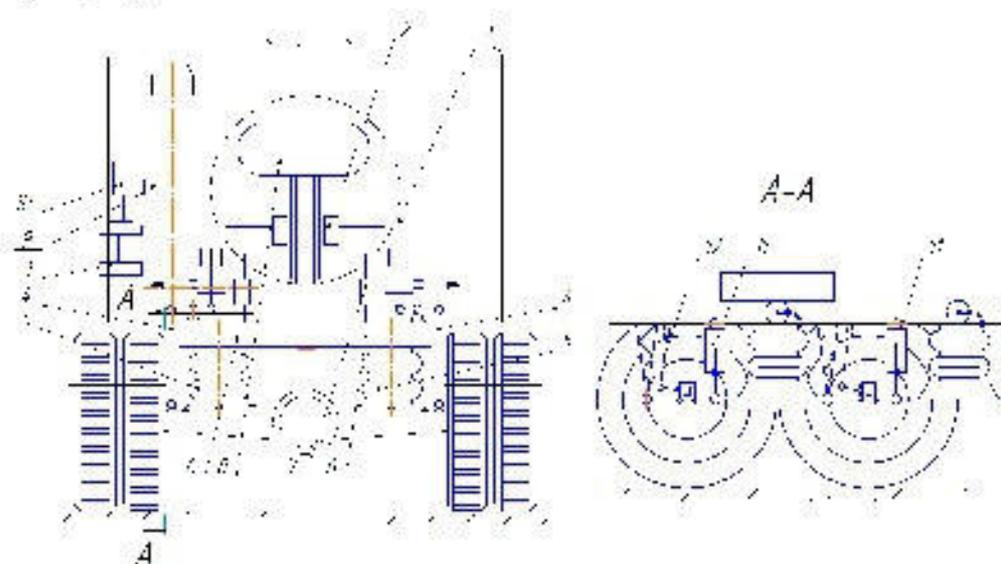
1 - резинокордовая оболочка; 2 - разделительное кольцо; 3 - прижимное кольцо; 4 - болт крепления

Рисунок 3.4 – Пневматический упругий элемент

Схему разрабатываемой конструкции представим в виде рисунка 3.4. Компрессор 1 нагнетает сжатый воздух в ресивер 8, через фильтр-водомаслоотделитель 10 и регулятор давления 9. Из ресивера воздух поступает в регулятор 3 постоянства высоты кузова. Баллон 5 соединен с дополнительным резервуаром 6, в который поступает воздух в случае

увеличения его давления в упругом элементе при сжатии, что повышает мягкость подвески.

Регулятор 3 постоянства подъема кузова обеспечивает при любой нагрузке одно и то же расстояние между мостом и кузовом. При возрастании нагрузки кузов опускается и, расстояние между ним и мостом уменьшается. Стойка 4 опускает поршень регулятора 3 вниз. Вследствие этого воздух из ресивера 8 проходит в резервуар 6 и в баллон 5, увеличивая в нем давление, в результате чего кузов поднимается до прежнего уровня. При уменьшении нагрузки все происходит наоборот. В регуляторе 3 есть специальное устройство, замедляющее его срабатывание, поэтому регулятор реагирует только на изменение статической нагрузки. Достоинство такой подвески заключается в высокой плавности хода. Неизменность высоты кузова облегчает загрузку и выгрузку, исключает накренивание автомобиля при несимметричной нагрузке. Но пневматическая подвеска требует установки направляющих устройств.



- 1 – компрессор; 2,7 – воздухоочистители; 3 – регулятор; 4 – стойка;
5 – баллон; 6 – дополнительный резервуар; 8 – резервуар; 9 – регулятор
давления; 10 – фильтр-водомаслоотделитель; 11 – амортизатор;
12 – стабилизатор поперечной устойчивости

Рисунок 3.5 – Структурная схема разрабатываемой пневматической подвески

3.2 Конструктивные расчеты

Расчет трубопровода

Для упрощения расчета представим всю нашу систему в виде простого трубопровода (рисунок 3.5) с воздушной рабочей средой.

При расчетах трубопроводов основной задачей является либо определение пропускной способности (расхода), либо потери напора на том или ином участке, равно как и на всей длине, либо диаметра трубопровода на заданных расходе и потерях напора.

В практике трубопроводы делятся на *короткие* и *длинные*. К первым относятся все трубопроводы, в которых местные потери напора превышают 5...10% потерь напора по длине. При расчетах таких трубопроводов обязательно учитывают потери напора в местных сопротивлениях. К ним относят, к примеру, маслопроводы объемных передач.

Ко вторым относятся трубопроводы, в которых местные потери меньше 5...10% потерь напора по длине. Их расчет ведется без учета местных потерь. К таким трубопроводам относятся, например, магистральные водоводы, нефтепроводы.

В ламинарном потоке движения отдельных частиц жидкости имеет слоистый характер. До тех пор пока не будет достигнута определенная скорость, они движутся упорядочено, не мешая друг другу.

При критическом значении числа Рейнольдса Re поток превращается из ламинарного в турбулентный и наоборот.

Ламинарный поток $Re < Re_{крит}$

$$Re_{крит} = 2300$$

$$Re = v \cdot d \cdot 10^3 / \nu \quad (3.1)$$

где v - скорость течения в трубопроводе, м/с,

ν - кинематическая вязкость жидкости, мм²/с,

d - внутренний диаметр трубопровода, мм

Re - число Рейнольдса

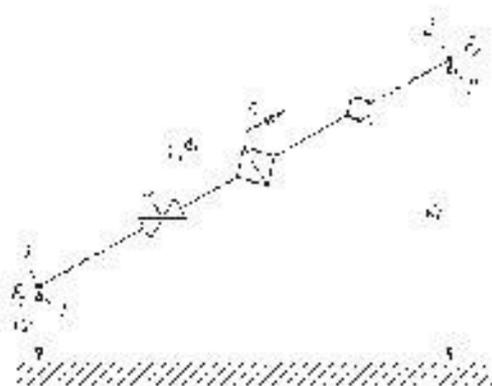


Рисунок 3.6 - Схема простого трубопровода

Скорость течения жидкости:

$$v = Q \cdot 10^3 / 6d^2 \pi / 4 \quad (3.2)$$

Q - расход жидкости через подшипник, л/мин

Находим размер диаметра трубопровода

$$Re = dQ \cdot 10^5 / 10 \cdot 6d^2 \pi / 4; \quad (3.3)$$

$$Re = Q \cdot 10^4 / 6d^2 \pi / 4; \quad (3.4)$$

$$2300 = 9,75 \cdot 10^4 / 6\pi / 4$$

$$d = 10,1 \cdot 10^4 / 6\pi / 4 \cdot 2300;$$

$$d = 12 \text{ мм.}$$

Скорость течения жидкости:

$$v = 9,75 \cdot 10^3 / 6 \cdot 9^2 \pi / 4 = 2,55 \text{ м/с.}$$

Проведем проверку:

$$Re < Re_{\text{крит}}$$

$$Re = v \cdot d \cdot 10^3 / \nu, \quad (3.5)$$

$$d = 12 \text{ мм}$$

Диаметр трубопровода равен 12 мм

Проверка трубопровода на прочность

Воздушным ударом (рисунок 3.6) называется резкое повышение или понижение давления в напорном трубопроводе, вызванное изменением во времени скорости движения воздуха, связанное с быстрым срабатыванием запорного устройства трубопровода.

Этот процесс является очень быстротечным и характеризуется чередованием резких повышений и понижений давления, которое связано с упругими деформациями воздуха и стенок трубопровода. Воздушным удар чаще всего возникает при резком открытии или закрытии крана или другого устройства, управляемого потоком.

Воздушным удар может привести к поломке и даже к разрушению элементов системы, вызвать разрыв трубопровода.

Величина скорости распространения воздуха (ударной) определяется по формуле Н.Б. Жуковского:

$$a = \frac{\sqrt{E_{ж} / \rho}}{\sqrt{1 + \frac{E_{ж}}{E} \times \frac{d}{\delta_{ст}}}}; \text{ м/сек} \quad (3.6)$$

где $E_{ж} = 1,65 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$ – объемный модуль упругости рабочей жидкости;

$\rho = 9,25 \frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$ – плотность рабочей жидкости;

$E = 2 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ – модуль упругости;

$d = 0,012 \text{ м}$ – диаметр трубопровода;

$\delta_{ст} = 0,0032 \text{ м}$ – толщина стенок.

$$a = \frac{\sqrt{1,65 \times 10^9 / 9,25}}{\sqrt{1 + \frac{1,65}{2 \times 10^{11}} \times \frac{0,012}{0,0032}}} = 1141,7 \text{ м/сек.}$$

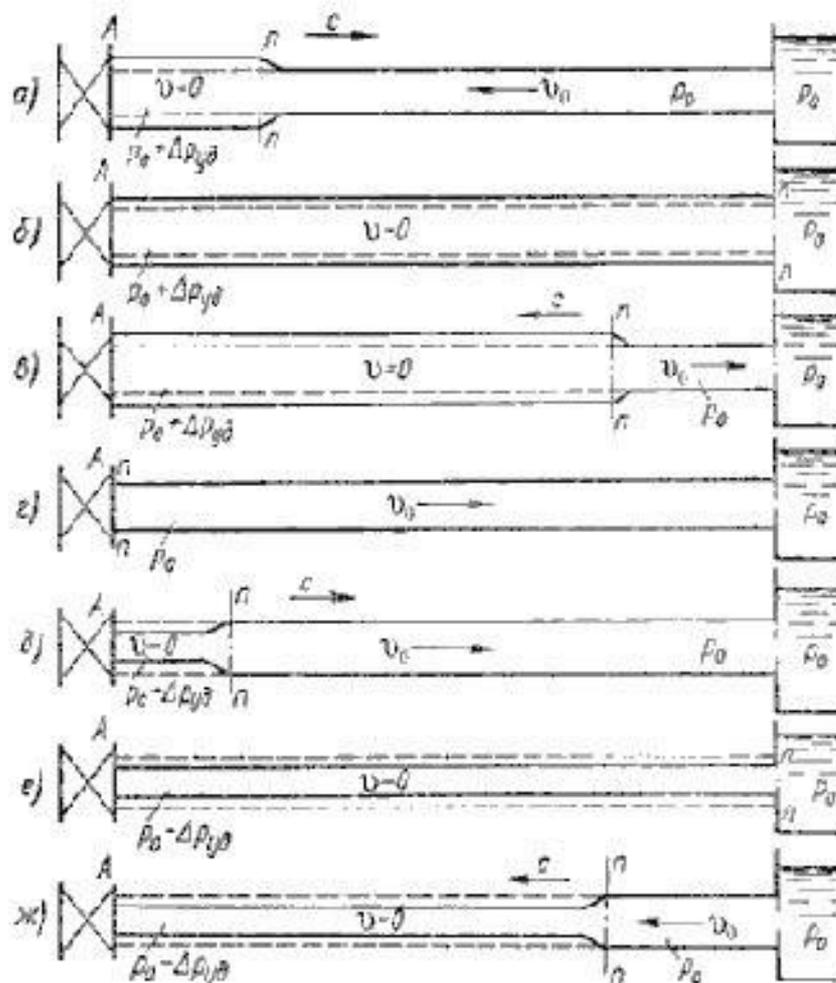


Рисунок 3.7 - Стадии гидравлического удара

Величина разрывающего напряжения на стенке трубопровода

$$\sigma = \frac{p_{\max} \times d}{2 \times \delta_{\text{ст}}}; \text{ Н/мм}^2; \quad (3.7)$$

где $p_{\max} = p_H = 20 \text{ МПа} = 20 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}^2$

$$\sigma = \frac{20 \times 0,012}{2 \times 0,0032} = 37,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Для безаварийной работы необходимо выполнение условия:

$$\sigma < [\delta_{\text{дон}}];$$

где $[\delta_{\text{дон}}] = 40 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение $37,5 \text{ МПа} < 40 \text{ МПа}$

Условие выполняется.

Расчёт гидравлического привода насоса высокого давления

При решении этого вопроса надо учесть следующие обстоятельства. В открытой схеме всасывающая линия насоса и сливная – гидродвигателя

разомкнуты между собой. Они сообщаются с гидробаком, давление на поверхности жидкости в котором – атмосферное. Наличие гидробака, содержащего запас жидкости, обеспечивает лучшие условия для отвода тепла из системы. Эта схема позволяет питать одним насосом несколько гидродвигателей. В целом, она проще закрытой. Однако, реверсирование насосом в этом случае осуществить нельзя – необходима установка гидрораспределителя. Разряжение во всасывающей линии насоса способствует возникновению кавитации и подосу воздуха в систему. В закрытой схеме рабочая жидкость после гидродвигателя направляется непосредственно в насос. Таким образом основной контур циркуляции не связан с атмосферой, что защищает систему от загрязнений, например, при работе в запыленной среде. Кроме того наличие повышенного давления в низконапорной магистрали уменьшает возможность возникновения кавитации. В этой схеме реверсирование легко осуществляется регулируемым насосом. К недостаткам закрытой схемы следует отнести сложность охлаждения и необходимость установки дополнительного оборудования – системы подпитки – для компенсации утечки жидкости через неплотности во внешнюю среду.

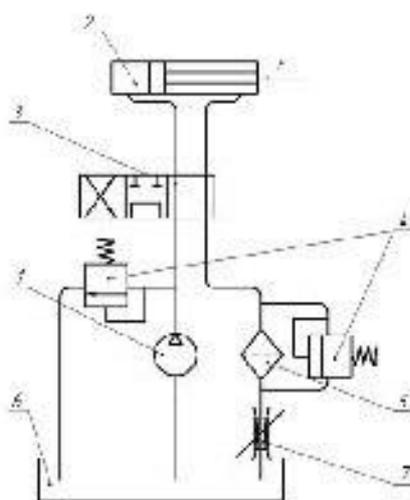


Рисунок 3.8 – Примерная схема гидропривода

- 1-Насос; 2-Гидроцилиндр; 3-Гидрораспределитель; 4-Переливной клапан; 5-Фильтр; 6-Бак; 7-Дроссель;

Исходные данные:

$P_{\text{раб}} = 20 \text{ МПа}$ - допустимое давление в исполнительном органе;

$F_{\text{р.л.}} = 100 \text{ кН}$ - усилие на штоке при рабочем ходе;

$l_{\text{с.п.}} = 500 \text{ мм}$ - перемещение;

$t_{\text{с.п.}} = 15 \text{ с}$ - время быстрого подъёма

Рабочая жидкость водная эмульсия для гидравлических систем

Скорость перемещения поршня

$$\begin{aligned} q_{\text{с.п.}} &= \frac{l_{\text{с.п.}}}{t_{\text{с.п.}}}; \\ q_{\text{с.п.}} &= \frac{0,500 \text{ м}}{15 \text{ с}} = 0,033 \text{ м/с} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Площадь поршня:

$$\begin{aligned} S_{\text{п.}} &= \frac{F_{\text{р.л.}}}{P_{\text{раб}}}; \\ S_{\text{п.}} &= \frac{100000 \text{ Н}}{20 \text{ Н/мм}^2} = 5000 \text{ мм}^2 = 0,005 \text{ м}^2 \end{aligned} \quad (3.9)$$

Диаметр поршня

$$\begin{aligned} D_{\text{п.}} &= 2,5 \sqrt{\frac{S_{\text{п.}}}{\pi}}; \\ D_{\text{п.}} &= 2,5 \sqrt{\frac{5000 \text{ мм}^2}{3,14}} = 100 \text{ мм} \\ D_{\text{п.}} &= 100 \text{ мм} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Производительность насоса:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{q_{\text{с.п.}} \cdot \pi \cdot D_{\text{п.}}^2}{4} \\ Q_{\text{нас}} &= \frac{0,033 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 3,14 \cdot (0,10 \text{ м})^2}{4} = 2,59 \times 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{сек}} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Путевые потери давления в трубопроводе:

$$\Delta P_{\text{пут.}} = \lambda \times \frac{l}{d} \times \rho \times \frac{q^2}{2}; \quad (3.12)$$

где λ - коэффициент гидравлического трения;

$l = 0,4 \text{ м}$ - длина трубопровода;

$d = 0,012 \text{ м}$ - диаметр трубопровода;

$\rho = 925 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ - плотность рабочей жидкости;

g - средняя скорость жидкости в трубопроводе, $\frac{\text{м}}{\text{сек}}$.

$$g = \frac{Q}{S} = \frac{4 \times Q}{\pi \times d^2}; \quad (3.13)$$

где $Q = 2,75 \times 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{сек}}$ - объёмный расход жидкости;

$$g = \frac{4 \times 2,59 \times 10^{-4}}{3,14 \times 0,012^2} = 0,32 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$$

Величина λ зависит от режима течения жидкости в трубопроводе. Критерием режима течения является число Рейнольдса, R_e :

$$R_e = \frac{g \times d}{\nu}; \quad (3.14)$$

где $\nu = 60 \times 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{сек}}$ - кинематический коэффициент вязкости для масла И-Г-А-100;

$$R_e = \frac{0,32 \times 0,012}{60 \times 10^{-6}} = 640$$

При $0 \leq R_e \leq 2320$ режим течения ламинарный.

$$\lambda = \frac{64}{R_e};$$
$$\lambda = \frac{64}{640} = 0,1 \quad (3.15)$$

$$\Delta P = 0,1 \times \frac{4}{0,012} \times 925 \times \frac{0,32^2}{2} = 1,1 \text{ МПа}$$

Расчет компрессора

Компрессор - это машина, предназначенная для сжатия газов и паров. В процессе сжатия повышается давление газов.

Компрессоры классифицируют по максимальному конечному давлению и по объёмной подаче.

- $P_k \approx 0,1 \text{ МПа}$ – вентиляторы (перемещение газа)
- $P_k < 1 \text{ МПа}$ – компрессоры низкого давления

Многоступенчатые компрессоры:

- $P_k < 10 \text{ МПа}$ – компрессор среднего давления

- $P_k > 10 \text{ МПа}$ – компрессор большого давления

Определяем производительность компрессора по формуле, [9]

$$Q = (n - q - n) / 1000 \quad (3.16)$$

где Q - производительность компрессора, л/мин, n - обороты вала компрессора, мин^{-1} q - объемная постоянная компрессора T - коэффициент полезного действия

$$Q = (1000 - 10 - 0,55) / 1000 = 5,5 \text{ л/мин}$$

Определяем мощность привода формуле, [9]

$$N = (P - Q) / 99,8 \text{ Н. } 36 - 450 - \text{но} \quad (3.17)$$

где $P = 490,5 \text{ кПа}$ - давление настройки предохранительного клапана $T = 0,85$ - полный КПД компрессора

$$N = (490,5 - 5,5) / 9,8 \text{ Н. } 36 - 450 - 0,85 = 0,49 \text{ кВт}$$

По расчетам выбираем электродвигатель 4 А80 А6УЗ ГОСТ 1952381.

Частота вращения - 1000 об/мин; мощность - 0,75 кВт.

Расчет предохранительного клапана. Ограждение площади сечения проходной щели находим по формуле, [9]

Находим перепад давления по формуле, [9]

$$\Delta P = V / 2q - (Q / u - \eta - d - t)^2 - 98,1 \quad (3.18)$$

где Q - расход жидкости через клапан, $\text{см}^3/\text{мин}$ $d = 1,2 \text{ см}$ - диаметр клапана $V = 0,00085 \text{ кг/см}^3$ - удельная плотность жидкости $\eta = 0,52 - 0,55$ - коэффициент расхода t - ширина щели в сечении, см. Ширина щели для тарелки клапана определяется по формуле, [9]

$$t = h - S \sin \alpha$$

где h - высота клапана, мм

$$t = 10 - \sin 45^\circ = 7,07 \text{ мм.}$$

Подставляем все значения в формулу:

$$\Delta P = (0,00085 / 2 - 9,81) (-26,7 / 0,53 - 3,14 - 1,2 - 0,707)^2 - 98,1 = 0,015 \text{ кПа}$$

Давление, при котором клапан оторвется от своего седла, определяется условием равновесия формула [9].

$$P_{кр} = P_n \cdot r_{кл} \quad (3.19)$$

где P_n - давление в начале открытия клапана, кПа;

$$r_{кл} = \pi \cdot r = 3.14 \cdot 0.6 = 1.13 \text{ см.}$$

$$\text{Принимаем } P_{кр} = 490.5 \text{ кПа} = 0.490 \text{ Мпа.}$$

Зазор между витками при рабочей нагрузке $0.101 < S < 0.25t$

Зазор между витками $S = 0.25 \text{ мм}$, $L = 498.8 \text{ мм}$; $g = 1560 \cdot 10^{-3} \text{ Н}$, $Q = 1.25 \text{ см}^3/\text{мин}$.

Выбор и расчет на прочность шпоночного соединения. Угловая скорость вала находится по формуле [9].

$$W = (n \cdot \pi) / 30 \quad (3.20)$$

где $n = 1000$, об/мин. $W = 3.14 \cdot 1000 / 30 = 104.7 \text{ с}^{-1}$

Номинальный момент находится по формуле. [9]

$$M_{ном} = (N - 1000) / W \quad (3.21)$$

$$M_{ном} = 0.49 - 1000 / 104.7 = 4.7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Максимальный момент находится по формуле [9].

$$M_{макс} = R \cdot M_{ном},$$

где R - коэффициент режима работы ($R = 2$).

$$M_{макс} = 2 \cdot 4.7 = 9.4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для посадки шкива применяем призматическую шпонку с размерами $6 \times 6 \times 35$ по ГОСТ 23360-78

Проверку шпонки на смятие ведем по максимальному моменту и находим по формуле, [11]

$$\tau_{см} = 2M / d \cdot (h - t_i) - l_p < [\tau]_{см} \quad (3.22)$$

где d - диаметр вала, мм; l_p - рабочая длина шпонки, мм; $l_p = L - b$, $b = 6 \text{ мм}$ - ширина, $l_p = 35 - 6 = 29 \text{ мм}$,

$[\tau]_{см}$ - допустимое напряжение смятию принимается по стальной ступице $100 - 200 \text{ Н/мм}^2$, по чугунной ступице $50 - 60 \text{ Н/мм}^2$.

$$[\tau]_{см} = 2 \cdot 9400 / 18 \cdot (6 - 3.5) - 29 = 14.4 \text{ Н/мм}^2$$

Определение внутренних размеров топливопровода. Внутренний диаметр топливопровода определяется по формуле, [9]

$$d = 0.46 \cdot V \cdot Q / V \quad (3.23)$$

где Q - расход нефтепродукта, л/мин; V - скорость движения жидкости, м/с

Скорость движения жидкости определяется по формуле, [9].

$$V = (0.1 - P) / 98.1,$$

$$\text{где } P = 245 \text{ кПа - рабочее давление. } V_n = 0.1 - 245 / 98.1 = 0.25 \text{ м/с}$$

- для нагнетательного трубопровода $V_{вс} = 0$, 1 м/с - для всасывающего трубопровода,

$1n = 0.46 \cdot V = 1,74/0,25 = 12$ мм-диаметр трубы нагнетания $s1n = 19$ мм-диаметр трубы всасывания

Расчет маслопроводов на давление определяется по формуле [9]:

$$P_H = (2000 \cdot S \cdot R) / d, \quad (3.24)$$

где S -номинальная толщина стенки, мм,

R - дополнительное напряжение, Мпа ($R=40\%$ - сопротивление на разрыв стали)

$$R = (50 - 40 / 1000) \cdot 98,1 = 196,2 \text{ МПа}$$

$$P_H = (2000 \cdot 1 \cdot 196,2) / 12 = 32700 \text{ МПа}$$

Расчетное давление маслопровода удовлетворяет норма

Определение внутренних размеров топливопровода. Внутренний диаметр топливопровода определяется по формуле, [9]

$$d = 0.46 \cdot V \cdot Q / V, \quad (3.25)$$

где Q -расход нефтепродукта, л/мин; V -скорость движения м/с.

Скорость движения определяется по формуле, [9]

$$V = (0,1 \cdot P) / 98,1,$$

где $P=245$ МПа-рабочее давление. $V_H = 0,1 \cdot 245 / 98,1 = 0,25$ м/с-для нагнетательного трубопровода $V_{BC} = 0,1$ м/с-для всасывающего трубопровода

($1n = 0.46 \cdot V = 1,74/0,25 = 12$ мм-диаметр трубы нагнетания $s1n = 19$ мм-диаметр трубы всасывания)

Расчет маслопроводов на давление определяется по формуле, [9]

$$P_H = (2000 \cdot S \cdot R) / d, \quad (3.26)$$

где S -номинальная толщина стенки, мм,

R - дополнительное напряжение, Мпа ($R=40\%$ - сопротивление на разрыв стали)

$$R = (50 - 40 / 1000) \cdot 98,1 = 196,2 \text{ МПа}$$

$$P_H = (2000 \cdot 1 \cdot 196,2) / 12 = 32700 \text{ МПа}$$

Расчетное давление маслопровода удовлетворяет техническим нормам. Остальные параметры и детали выбираются исходя из конструктивных соображений на основании ГОСТов и иных отраслевых стандартов.

4 ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Каждая деталь изготавливается с минимальными трудовыми и материальными затратами. Эти затраты можно сократить в значительной степени от правильного выбора варианта технологического процесса его оснащения, решение оптимальных режимов обработки и правильной подготовки производства. На правильность изготовления детали влияет технологические свойства детали. Их можно разделить на, качественную технологичность и количественную технологичность [8].

При обработке на технологичность конструкции детали необходимо:

1. Рассчитать показатели технологичности конструкции
2. Определить показатели уровня технологичности детали
3. Разработать рекомендации по улучшению показателей технологичности
4. Обеспечить технологичность конструкции детали путем внесения изменений

Количественную оценку технологичности конструкции детали можно произвести по следующим коэффициентам

4.1 Коэффициент унификации конструктивных элементов детали

$$K_{y,z} = Q_{z,y} / Q_z, \quad (4.1)$$

где $Q_{z,y}$ - число унифицированных элементов детали

Q_z - общее число конструктивных деталей

$$Q_{z,y} = 16$$

$$Q_z = 20$$

$$Q_{y,z} = 16/20 = 0.8$$

По нормам ЕСТПП $K_{y,z} \geq 0.61$. Так как условие выполняется, то деталь "Крестовина" технологична по унифицированным элементам

Коэффициент использования материала [13]:

$$K_M = G_D / G_3, \quad (4.2)$$

где G_D – масса детали по чертежу, кг

G_3 – масса материала заготовки, кг

$$K_{ИМ} = 0.58 / 0.7 = 0.82$$

По нормам ЕСТПП КИМ ≥ 0.75 . Деталь технологична так как условие выполняется. Коэффициент точности обработки детали [13,16].

$$K_{ТЧ} = Q_{ТЧ,Н} / Q_{ТЧ,О} = 1 - 1 / A_{ср}, \quad (4.3)$$

$$A_{ср} = \sum A * ni / \sum * ni, \quad (4.4)$$

где $A_{ср}$ – средний качество точности

ni – число размеров соответствующего качества

$$A_{ср} = 25 + 30 + 10 + 12 + 15 + 17 + 150 + 320 / 60 = 9.36$$

$$K_{ТЧ} = 1 - 1 / 9.36 = 0.9$$

По нормам ЕСТПП $K_{ТЧ} \leq 0.97$. Требования выполняется, значит деталь технологична.

4.2 Качественная технологичность детали

Технические требования чертежа указывает на необходимость введения операции термической обработки, отливки перед механической обработкой.

Наибольшую точность обработки требуют поверхности $\varnothing 12$ имеющие ограничения по точности формы и взаимного расположения поверхностей детали.

Проанализируем последовательно эти требования с точки зрения их обоснованности и соответствия служебному назначению детали.

1. Термическая обработка: необходима для снятия внутренних напряжений. Штамповка применяется для искусственного старения что бы снять внутренние напряжения, возникающие в отливке при охлаждении и

затвердевании материала. Это обеспечивает в процессе эксплуатации детали стабильность размеров полученные после механической обработки.

2. Точность размера поверхности вала $\varnothing 12$ мм обуславливается характером сопряжения с игольчатыми подшипниками.

3. Ограничения по отклонению от плоскости цапф обусловлены тем что рабочие плоскости в сопряжении с игольчатым подшипником

Погрешности взаимного расположения поверхностей детали определены величиной отклонения от перпендикулярных осей. Анализ чертежа сборочной единицы, показывает что такое ограничение необходимо в противном случае в сопряжении крестовины с отверстиями карданного вала не будет обеспечен линейный контакт из-за возможного перекоса осей крестовины и отверстий карданного вала после их сборки, возможно, их взаимное защемление.

4. Заданная шероховатость $R_a = 0.63$ поверхностей $\varnothing 12$ мм соответствует требованиям предъявляемым к их точности [13,16].

4.3 Выбор вида заготовки

Способ получения заготовки должен быть наиболее экономичным при заданном объеме выпущенных деталей. От этого зависит степень расхода материала, количество операций, их трудоемкость, себестоимость, процесс изготовления детали в целом

Учитывая выше перечисленные факторы примем для изготовления заготовки штамповку, максимально приближены размерами и формами готовой детали. Для сравнения воспользуемся примером расчета из горячекатанного проката обычной точности по ГОСТ 2590-81

4.3.1 Расчет припусков на заготовку

При расчете припусков используется формула [13,16].

$$Z_{\text{вmin}} = R_{z_{i-1}} + T_{i-1} + P_{i-1} + E_i \quad (4.5)$$

где $R_{z_{i-1}}$ -высота микро неровности детали полученная на предыдущим переходе МКМ;

$Z_{z_{\min}}$ -минимальный припуск на заготовку на данном переходе МКМ;

T_{i-1} -глубина дефектного слоя детали полученного на предыдущим переходе;

P_{i-1} -кривизна детали полученная после предыдущего перехода,

E_{i-1} -погрешность установки на данном переходе;

При обработки цилиндрических симметричных деталей, формула для расчета припуска имеет вид:

$$2Z_{z_{\min}} = 2(R_{z_{i-1}} + T_{i-1} + \sqrt{P_{i-1}^2 + E_i^2}) \quad (4.6)$$

Обрабатываемая деталь имеет припуски на наибольший диаметр и наибольшею длину.

Считаем что для получения нужного качества обрабатываемой поверхности необходимо назначить операции, а) токарно черновая б) токарно чистовая в) шлифовальная чистовая черновая.

Припуск на черновое обтачивание

$$2Z_{B_{\min}} = 2(R'_{z_{i-1}} + T'_{i-1} + \sqrt{P_{i-1}'^2 + E_i'^2}) \quad (4.7)$$

где $R_{z_{i-1}} = 150$, $T_{i-1} = 150$

Выбираем прокат обьчной точности для диаметра 35 [13,16],

$$P_{i-1} = \sqrt{P_{\text{ксп}}^2} + P_{\text{целтур}} \quad (4.8)$$

$$P_{\text{ксп}} = 5 \times 123 = 615 \text{ мкм}$$

$$P_{\text{целтур}} = 0.25 \sqrt{T_{\text{кк}}^2} + 1 \quad (4.9)$$

$$P_{\text{целтур}} = 0.25 \sqrt{0,9^2} + 1 = 336 \text{ мкм}$$

Выбираем сортовой прокат по сортаменту. ГОСТ 2590-81

где $d_{\text{кат}} = 24 \begin{pmatrix} +0,4 \\ -0,5 \end{pmatrix}$, $T_{\text{осн}} = 0,9$;

$$P_{-1} = \sqrt{P_{\text{кор}}^2 + P_{\text{центр}}^2} \quad (4.10)$$

$$P_{-1} = \sqrt{615^2 + 336^2} = 700$$

$$E_{\gamma} = 220 \text{ мкм}$$

Для прутка обычной точности диаметр 24 в радиальном направлении для трех кулачкового патрона

$$2Z_{\text{б.ч.}} = 2(150 + 150 + \sqrt{700^2 + 220^2}) = 2068 \text{ мкм}$$

Припуск на чистовое обтачивание

$$2Z_{\text{б.ч.}}'' = 2(R_{z-1}'' + T_{i-1}'' + \sqrt{P_{i-1}''^2 + E_i''^2}) \quad (4.11)$$

Выбираем значение после обдирочной обработки проката

$$R_z'' = 100$$

$$T_{i-1}'' = 100$$

$$P_{i-1}'' = K_{\gamma} \times P_{i-1}^1 \quad (4.12)$$

$$E_{\gamma}'' = K_{\gamma} \times E_{\gamma}^1 \quad (4.13)$$

K_{γ} – коэффициент уточнения, $K_{\gamma} = 0.06$.

$$P_{i-1}'' = 0.06 * 700 = 42 \text{ мкм}$$

$$E_{\gamma}'' = 0.06 * 220 = 13,2 \text{ мкм}$$

$$2Z_{\text{б.ч.}}' = 2(100 + 100 + \sqrt{42^2 + 13^2}) = 488 \text{ мкм}$$

Определение припуска на черновое шлифование.

$$2Z_{\text{б.ч.}}''' = 2(R_{z-1}''' + T_{i-1}''' + \sqrt{P_{i-1}'''^2 + E_i'''^2}), \quad (4.14)$$

$$K_{z-1}''' = 50$$

$$T_{i-1}''' = 50$$

$$P_{i-1}''' = K_{\gamma} * P_{i-1}'' = 0.05 * 42 = 2,4$$

$$E_{\gamma-1}''' = K_{\gamma} * E_{\gamma}'' = 0.05 * 13,2 = 0,66$$

$$K_Y = 0.05.$$

В расчетах K_{Y1}^{11} не учитываем так как это малая незначительная величина

$$2Z_{b\min} = 2(50 + 50 + \sqrt{2,1^2}) = 208.$$

Определяем общий минимальный припуск

$$2Z_{b\min}^{обш} = 2Z_{b\min}^I + 2Z_{b\min}^{II} + 2Z_{b\min}^{III} + 2Z_{b\min}^{IV}, \quad (4.15)$$

$$2Z_{b\min}^{обш} = 2764.$$

Определяем общий номинальный припуск.

$$2Z_{b\min}^{обш} = 2Z^I \min H_{\text{газ}} + H_{\text{дет}}, \quad (4.16)$$

$H_{\text{газ}}$ – верхнее отклонение

Сортамент ГОСТ 2590-80

$$H_{\text{газ}} = 400 \text{ мкм}$$

$H_{\text{дет}}$ – нижнее отклонение

$$2Z_{b\min}^{обш} = 500 + (-100) = 400 \text{ мкм}$$

Принимаем деталь изготовлена по диаметру $\varnothing 22$ с полем допуска h8 ($\begin{smallmatrix} 0 \\ -40 \end{smallmatrix}$),

$$2Z_{\text{от}}^{\text{ном}} = 2Z_b^{обш} + H_{\text{г}} + H_{\text{дет}} \quad (4.17)$$

$$2Z_{\text{от}}^{\text{ном}} = 2764 + 400 - 40 = 3124 \text{ мм}$$

Определение диаметра заготовки

$$D_{\text{газ}} = D_{\text{ном}} + 2Z_{\text{от}} \quad (4.18)$$

$D_{\text{ном}}$ – по чертежу детали;

$$D_{\text{газ}} = 22 + 3,2 = 25,2 \text{ мм}$$

Выбираем диаметр заготовки по сортаменту,

$$D_{\text{газ}} = 25_{-0,7}^{+0,4} \text{ мм.}$$

4.3.2 Расчет припусков на длину детали

Расчет припуска по формуле:

$$Z_{B_{\min}} = R_{Z_{i-1}} + T_{i-1} + P_{i-1} + E_{yi} \quad (4.19)$$

У детали подрезание с одной стороны на черنو а с другой стороны на чисто.

Расчет припуска на черновое подрезание торца

$$Z'_{B_{\min}} = R'_{Z_{i-1}} + T'_{i-1} + P'_{i-1} + E'_{yi} \quad (4.20)$$

где $R_{Z_{i-1}} + T_{i-1} = 200$ мм,

Выбираем в качестве режущего инструмента

$$P'_{i-1} = \sqrt{P_{кор}^2 + P_{цетер}^2} \quad (4.21)$$

$$P_{кор} = \Delta_K * D_{тот} \quad (4.22)$$

где $\Delta_K = 5$ мкм,

Δ_K – удельная кривизна

$$P_{кор} = 5 * 25 = 125.$$

$$P_{цетер} = 0.25 \sqrt{T_{тот}^2 + 1} \quad (4.23)$$

$$P_{цетер} = 0.25 \sqrt{0.5 + 1} = 280 \text{ мм},$$

$$T_{тот} = B_0 - H_0 \quad (4.24)$$

$$T_{тот} = 0.5 \text{ мм},$$

$$P'_{i-1} = \sqrt{125^2 + 280^2} = 307 \text{ мкм} [13,16].$$

Расчет припуска на чистовое подрезание торца

$$Z''_{B_{\min}} = R''_{Z_{i-1}} + T''_{i-1} + P''_{i-1} + E''_{yi} \quad (4.25)$$

где $R''_{Z_{i-1}} = 100$

$T''_{i-1} = 100$

Выбираем отклонения после обдирочной токарной операции.

$$P_{i-1}'' = K_y * P_{i-1}' \quad (4.26)$$

$$E_y'' = K_y * E_{y1}' \quad (4.27)$$

где $K_y = 0.06$ коэффициент уточнения

$$P_{i-1}'' = 0.06 * 300 = 18,42,$$

$$E_y'' = 0.06 * 150 = 9,$$

$$Z_{B_{min}}'' = 100 + 100 + 18,4 + 9 = 227,4 \text{ мкм}$$

Определяем общий минимальный припуск:

$$Z_{B_{min}}^{обш} = Z_{B_{min}}' + Z_{B_{min}}'' \quad (4.28)$$

$$Z_{B_{min}}^{обш} = 657 + 227,4 = 884,4 \text{ мкм}$$

Определяем номинальный припуск:

$$2Z_{B_{nom}} = 2Z_{B_{min}}^{обш} + H_s + H_\delta \quad (4.29)$$

H_s – верхнее отклонение заготовки после резки

$$H_s = 250$$

$$H_\delta = \left(\pm \frac{IT14}{2} \right) \quad (4.30)$$

H_δ – нижнее отклонение детали;

$$H_\delta = \left(\pm \frac{1000}{2} \right) = -500$$

$$2Z_{B_{nom}} = 2 * 884 + 250 - 500 = 1518$$

Определяем длину заготовки

$$L_{заг} = L_{дет} + 2Z_{B_{min}} \quad (4.31)$$

$$L_{заг} = 123 + 2 * 1,5 = 126 \text{ мм}$$

Принимаем $L_{заг} 130 \pm 0,25$

4.4 Определение минимального расчетного значения детали

$$D_{\min} = D_{\text{черт}} + ({}^*HOD)$$

$$22 + h8({}_{-0.004}) = 21.96$$

Определяем D_{\min} детали— $D_{\text{детали}}$ по чертежу $h8$.

4.5 Выбор оборудования

Для токарной операции выбираем универсальный токарно-винторезный станок

Техническая характеристика токарно винторезного станка 16К-25.

Высота центров	200 мм
Максимальный диаметр обработанной заготовки	400мм
Расстояние между центрами (макс)	1400 мм
Число оборотов шпинделя	500-630-800-1000-1250-1600-2000 об/мин
Продольные подачи	0.075+4.46
Поперечные подачи	0.075+2.23
Мощность электродвигателя	10 кВт
КПД привода	0.85
Вес станка	2400 кг
Габариты	1166-1355-2785

Для сверлильной операции выбираем вертикально сверлильный станок 2Н 125.

Станок предназначен для сверления, рассверливания, зенкерования, развертывания и подрезание торцов. В инструментных, ремонтных и производственных цехах в условиях единичного производства, а так же могут быть использованы в крупно- серийном производстве.

Техническая характеристика станка 2Н 125

Высота центров	200мм
Максимальный диаметр заготовки	400мм
Расстояние между центрами	1400мм

Число оборотов шпинделя	630- 2000об/мин
Продольная подача	0,75-4,46 мм/об
Поперечная подача	0,075-2,23мм/об
Мощность электродвигателя	10КВт
КПД привода	0,85
Габариты	2785-1165-1355

4.6 Разработка метода контроля детали и проектирования измерительного инструмента

Калибрами называются бесшкальные инструменты, предназначенные для контроля размеров, формы и расположения поверхностей деталей. Наиболее часто используют для проверки гладких цилиндрических деталей предельные гладкие калибры. Они позволяют установить, находится ли проверяемый размер детали в пределах допуска, а также проверить отклонения формы детали. Такой контроль, как правило, гарантирует качественное соединение деталей с образованием стандартных посадок.

Основное достоинство предельных калибров – простота и достаточно высокая производительность контроля. Несмотря на ряд недостатков (сложность изготовления, использование дорогого материала), предельные гладкие калибры широко используют в массовом, крупносерийном и индивидуальном производствах.

При конструировании предельных гладких калибров необходимо соблюдать принцип подобия (принцип Тейлора), суть которого можно сформулировать следующим образом

- 1) проходной калибр (ПР) контролирует отклонение размера и формы проверяемой детали, поэтому он должен иметь форму этой детали;
- 2) непроходной калибр (НЕ) контролирует отклонение размера, поэтому он должен иметь точечный контакт с проверяемой деталью.

Изделие считается годным, если погрешности размера, формы и расположения поверхностей находятся в поле допуска.

При проверке размеров изделия рабочими калибрами проходная сторона калибров должна свободно проходить под действием собственного веса или установленной нагрузки, а непроходная не должна проходить.

Построим схему расположения полей допусков всех калибров и контркалибров для посадки $\phi 40$ по СТ СЭВ 157-75 и подсчитать их исполнительные размеры.

По СТ СЭВ 144-75 находим предельные отклонения вала:

$$EI = -80 \text{ мкм}, ES = -142 \text{ мкм}.$$

$$\text{Тогда для вала } D_{\text{ном}} = 39.92, d_{\text{ном}} = 39.858.$$

Для заданных интервалов размеров находим (мкм):

$$H = 5; H_1 = 8; Z_1, Z = 13; H_p = 3; y, y_1 = 0.$$

С помощью схем расположения полей допусков калибров-скоб (таблица 2 [13]) вычисляем следующие величины:

1. Минимальный размер проходного калибра-скобы

$$Pr_{\text{мин}} = D_{\text{ном}} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 39.92 - 0.013 - \frac{0.008}{2} = 39.903, \text{ мм}$$

2. Минимальный размер непроходного калибра-скобы [13,16]:

$$HE_{\text{мин}} = d_{\text{ном}} - \frac{H_1}{2} = 39.858 - \frac{0.008}{2} = 39.854, \text{ мм}$$

Можно вычислить предельные размеры контркалибров к скобам:

$$1. K - PP_{\text{макс}} = D_{\text{ном}} - Z_1 + \frac{H_p}{2} = 39.92 - 0.013 + 0.0015 = 39.9085, \text{ мм}$$

$$2. K - И_{\text{макс}} = D_{\text{ном}} + y_1 + \frac{H_p}{2} = 39.92 + 0 + 0.0015 = 39.9215, \text{ мм}$$

$$3. K - HE_{\text{макс}} = d_{\text{ном}} + \frac{H_p}{2} = 39.858 + 0.0015 = 39.85, \text{ мм}$$

5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ НА ПРОИЗВОДСТВЕ

Безопасность жизнедеятельности и охрана труда на производстве - это система законодательных актов, социально-экономических, технических, санитарно-гигиенических, организационных мероприятий обеспечивающих безопасность, сохранения здоровья и работоспособности человека в процессе труда

Спецификой сельскохозяйственного производства является то, что здесь большинство технологических процессов выполняется механизированным способом, поэтому требуется строже соблюдать правила техники безопасности.

Инженер по технике безопасности контролирует правильность соблюдения требований по технике безопасности, осуществляет контроль использования денежных средств, проводит занятия по охране труда, следит за своевременным проведением инструктажа и ежеквартально предоставляет отчет о проделанной работе. Инженерно-технической службой хозяйства разрабатывается перечень мероприятий по улучшению условий труда. Этот перечень является основой коллективного договора. Ежегодно составляется график отпусков рабочих и служащих.

Основным критерием оценки состояния охраны труда на предприятии являются коэффициенты частоты, тяжести и общих потерь по травматизму и заболеваемости. Коэффициент частоты ($K_{\text{ч}}$) представляет собой отношение количества пострадавших к среднесписочному числу работающих за учетный период, соотнесенное к тысяче человек работающих:

$$K_{\text{ч}} = (T/P) \cdot 1000, \quad (5.1)$$

где T - число пострадавших с утратой трудоспособности на срок более трех дней и со смертельным исходом,

P - среднесписочное число рабочих.

Коэффициент тяжести (K_T) характеризует среднюю продолжительность времени нетрудоспособности пострадавших:

$$K_T = (D/T), \quad (5.2)$$

где D — количество дней нетрудоспособности.

Коэффициент общих потерь (K_0) характеризует отношение дней нетрудоспособности к среднесписочному числу рабочих, соотнесенных к одной тысяче человек работающих:

$$K_0 = (D/P) \cdot 1000, \quad (5.3)$$

Для профилактики несчастных случаев необходимо перед началом работы проверить исправность оборудования, инструмента, строго следовать инструкциям по ПТБ, проводить исследования в области научной организации труда и отдыха рабочих и служащих.

Необходимо также улучшить безопасность работ в машинотракторном парке предприятия.

Организация работы по охране труда

Ответственность за организацию охраны труда в отделении и обеспечение нормальных условий работы несет правление предприятия.

Проведение всей практической работы по охране труда правление птицефабрики возлагает на заместителя председателя или на одного из членов правления, который занимается вопросами техники безопасности и является ответственным за проведение этой работы. Правление назначает ответственных лиц за состояние техники безопасности на каждом производственном участке (бригада, ферма, стройка, мастерская).

Правление предприятия на своих заседаниях:

- заслушивает по мере необходимости отчеты ответственных лиц о состоянии техники безопасности и производственной санитарии, принимает меры по устранению имеющихся нарушений;

- рассматривает не позже, чем в 3-дневный срок, каждый несчастный случай с тяжелым исходом и принимает необходимые меры по предупреждению подобных случаев, а также по наказанию лиц, виновных в

несчастном случае;

- утверждает планы проведения необходимых мероприятий по оздоровлению условий труда, выделяя соответствующие средства на проведение этих мероприятий;

Заместитель председателя или член правления, являющийся ответственным за состояние охраны труда на предприятии обязан:

- проводить вводный инструктаж по технике безопасности, следить за своевременно проводимым инструктажем ответственными лицами на рабочем месте со всеми вновь поступившими и переводными на другие работы;

- следить по вопросам техники безопасности и производственной санитарии;

- систематически проверять состояние техники безопасности и производственной санитарии производственных помещений, технического оборудования и принимать безотлагательные меры по устранению обнаруженных недостатков;

- при приемке из текущего и капитального ремонта техники не допускать их в эксплуатацию без выполнения всех требований действующих технических норм, правил техники безопасности и производственной санитарии;

- разрабатывать и представлять на утверждение правления отделения планы проведения необходимых мероприятий по оздоровлению условий труда и обеспечивать своевременное их выполнение;

Ответственные лица за технику безопасности на производственных участках (бригада, ферма, стройка, мастерская) обязаны

- следить за санитарным состоянием всех вспомогательных, санитарно-бытовых помещений;

- проводить расследование причин и обстоятельств каждого несчастного случая, связанного с производством, и немедленно извещать о происшедшем заместителя председателя или члена правления колхоза,

ведущего вопроса охраны труда

5.1 Техника безопасности при работе с автомобилем

К работе на автомобиле могут быть допущены только лица, прошедшие инструктаж, усвоившие правила безопасности, получившие практические навыки безопасного ведения работ.

Приступая к самостоятельной работе на стенде, могут только лица, хорошо знакомые с их устройством, эксплуатацией и обслуживанием

Приступая к выполнению работы, рабочий обязан:

- застегнуть одежду на все пуговицы, рубашку заправить в брюки, завязать рукава;

- подготовить рабочее место согласно требованиям безопасности;

- проверить исправность инструмента, приспособлений;

- опробовать стенд на холостом ходу;

- проверить наличие и исправность ограждений и других защитных приспособлений.

Запрещается работать с неисправными инструментами и приспособлениями.

Не разрешается сидеть, опираться на элементы автомобиля, трогать руками движущиеся части.

Не допускается попадание посторонних предметов в область между нажимным приспособлением и поворотной плитой.

При временной отлучке от стенда он должен быть остановлен, а электродвигатель должен быть выключен.

При всяких замеченных неисправностях в работе стенда он должен быть остановлен обслуживающим его работником. О замеченных неисправностях работник должен поставить в известность администрацию. Без разрешения администрации производить ремонт и исправления работнику не разрешается.

Использовались источники [12], [13], [1]

5.2 Расчет освещения и вентиляции

Расчет освещения

Определяем площадь остекления

$$\sum F_{oc} = (F_{п} \cdot e \cdot \eta_b) / (\tau_0 \cdot \gamma_1) \text{ м}^2, \quad (5.6)$$

где $F_{п}$ – площадь пола м^2

e – коэффициент естественного освещения

η_b – коэффициент, учитывающий размеры помещения

τ_0 – коэффициент светопропускания

γ_1 – коэффициент, учитывающий цветовую окраску помещений.

$$\sum F_{oc} = (432 \cdot 5 \cdot 0,3) / (0,5 \cdot 2) = 648 \text{ м}^2$$

Расчет искусственного освещения

Суммарная мощность ламп вычисляется по формуле:

$$N_A = P_y \cdot S_{п}, \text{ кВт}, \quad (5.7)$$

где P_y – удельная мощность осветительной установки, $\text{Вт}/\text{м}^2$

$S_{п}$ – площадь пола помещения, м^2

$$N_A = 10,6 \cdot 432 = 4,579 \text{ кВт},$$

Выбираем люминесцентные лампы мощностью 40 Вт.

Расчет числа ламп:

$$n_a = N_A / N_a, \quad (5.8)$$

где N_a – мощность одной лампы, Вт

$$n_a = 4579 / 40 = 114,4 \text{ шт.}$$

Принимаем 114 ламп

Расход электроэнергии на освещение:

$$W_{ocз} = T_{ocз} \cdot N_A \quad (5.9)$$

где $T_{ocз}$ – годовое время работы освещения, которое зависит от географической широты.

$$W_{ocз} = 2400 \cdot 4,579 = 10990 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$$

Расчет вентиляции

$$Q = V_n \cdot K, \quad (5.10)$$

где V_n - объем помещения, m^3 ;

K - кратность воздухообмена.

$$Q = 2592 \cdot 3 = 7776$$

Мощность электродвигателя, необходимая для привода вентилятора

$$W'_s = kQH_s / 3600 \cdot 102 \cdot \eta_s \cdot \eta_n \quad (5.11)$$

где k - коэффициент, учитывающий неучтенные потери напора

H_s - напор воздушного потока, kg/m^2 .

η_s - КПД вентилятора

η_n - КПД передачи

$$W'_s = 1,2 \cdot 7776 \cdot 32 / 3600 \cdot 102 \cdot 0,8 \cdot 0,95 = 1,06 \text{ кВт}$$

Окончательно мощность электродвигателя будет:

$$W_s = W'_s \cdot K_0 \quad (5.12)$$

где K_0 - коэффициент, учитывающий затраты мощности на первоначальный пуск вентилятора.

$$W_s = 1,06 \cdot 1,5 = 1,59 \text{ кВт}$$

Выбираем вентилятор радиального типа У4-70 с производительностью $\alpha_B = 280 \text{ м}^3/\text{час}$. Электродвигатель типа АОЛ 2-22-4 с мощностью $N = 2 \text{ кВт}$ – принимаем с запасом, $n = 1420 \text{ об/мин}$. [11]

5.3 Безопасность жизнедеятельности в чрезвычайных ситуациях

Системы общегосударственных социальных и оборонных мероприятий, осуществляемых в целях защиты населения и народного хозяйства страны.

В настоящее время гражданская оборона является составной частью массового поражения, последствий аварий, катастроф и стихийных бедствий.

Перед гражданской обороной стоят следующие задачи:

- защита населения от современных средств поражения и аварий
- проведение спасательных и аварийно - восстановительных работ

Для решения этих задач проводится целый ряд мероприятий. Для защиты населения от оружия массового поражения, заблаговременно

строятся защитные сооружения, накапливаются средства индивидуальной защиты, проводятся обучения оказанию медицинской помощи и подготовка к эвакуации населения

Повышение устойчивой работы объектов агропромышленного комплекса достигается заблаговременным проведением ряда организационных инженерно-технических, агрономических и других мероприятий, направленные на максимальное смягчение результатов воздействия стихийных бедствий, аварий, катастроф, а также создание условий для быстрой ликвидации их последствий и обеспечения производства доброкачественной сельскохозяйственной продукции.

Организация и проведение спасательных работ включают в себя: ведение разведки в очагах поражения и путей выдвигания сил ГО, тушение пожаров, вскрытие заваленных защитных сооружений, разборку завалов, вывоз людей и так далее.

В автотракторном парке ведется разработка плана по переводу транспорта на более экологически чистое топливо - сжиженный газ. Планируется в дальнейшем перевести все автомобили и автобусы с бензиновыми двигателями на этот вид топлива, так как помимо более чистого выхлопа имеют место экономические преимущества.

Упорядочена работа с ГСМ, функционирует заправочная станция и склад для хранения нефтепродуктов. Ведется работа по озеленению и окультуриванию почв.

Для обеспечения еще более полного соответствия предприятия нормам экологической безопасности можно рекомендовать принять следующие нормы

- продолжать обновлять автотранспортный парк, следить за содержанием выхлопных газов СО и СО₂, проверять технику на обнаружение утечек ГСМ;
- рационально применять севообороты,
- ограничить применение ядохимикатов;

- организовать дополнительные площадки для сбора мусора и отходов, своевременно и правильно утилизировать;

1. Необходимо своевременно на фермах производить очистку навозных ям и загонов. Исключать утечку навозной жижи при транспортировке на поля.

2. Для работы на полях по возможности использовать энергонасыщенные трактора на гусеничном ходу с целью уменьшения количества проходов и уплотнения почвы.

3. Уделять особое внимание состоянию топливной аппаратуры тракторов, чтобы не допускать выброса в атмосферу отработанных газов и утечек масел в землю.

4. Организовать сбор отработанных масел на пункте технического обслуживания и в отделениях хозяйства, не допускать выброса отработки в почву, наладить очистку отработанных масел для повторного использования.

5.4 Физическая культура на производстве

Устройство пневмоподвесок для грузовых автомобилей, разрабатываемое в данном проекте, отвечает всем требованиям по охране окружающей среды. При эксплуатации необходимо соблюдать лишь полноту наполнения бункера отходами производства и вовремя их утилизировать.

Проведенная экологическая экспертиза внедряемой разработки показывает, что при соблюдении всех перечисленных требований, разработанная конструкция не оказывает вредного влияния на природную среду [14].

6 ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВКР

6.1 Расчёт производительности

Сменная производительность рассчитывается по формуле [2,11,12]:

$$П_{см} = \frac{T_{см} - (T_{пз} + T_{отд})}{t_{пз} + t_{пк} + t_{н} + t_{с}} \cdot Q, \text{ м}^3 \quad (6.1)$$

где $T_{см}$ – продолжительность смены, $T_{см}=480$ мин;

$T_{пз}$ – подготовительно-заключительное время, мин.; $T_{пз}=30$ мин/рейс;

$T_{отд}$ – время на отдых и личные надобности, мин.; $T_{отд}=20$ мин/рейс;

$t_{пз}+t_{пк}$ – время пробега расстояния трелевки в обоих направлениях,

мин/рейс, по данным предприятия для базовой техники и для

новой техники $t_{пз}+t_{пк}=5,83$ мин/рейс;

$t_{н}$ – время набора пачки для базовой техники и для новой техники

$t_{н}=7,05$ мин/рейс;

$t_{с}$ – время сброса пачки на погрузочной площадке для базовой техники

и для новой техники $t_{с}=5,4$ мин/рейс;

Q – нагрузка на рейс, м^3

для базовой техники $Q_б=2,5 \text{ м}^3$;

для новой техники $Q_{нр}=2,8 \text{ м}^3$.

Рейсовая нагрузка после модернизации увеличивается до $2,8 \text{ м}^3$.

Сменная производительность базовой ($П_{см1}$) и новой ($П_{см2}$) техники:

$$П_{см1} = \frac{480 - (30 + 20)}{5,83 + 7,05 + 5,4} \cdot 2,5 = 58,8 \text{ м}^3,$$

$$П_{см2} = \frac{480 - (30 + 20)}{5,83 + 7,05 + 5,4} \cdot 2,8 = 65,9 \text{ м}^3.$$

Годовая производительность техники определяется по формуле:

$$П_{год} = П_{см} \cdot D_p \cdot K_{см}, \text{ м}^3 \quad (6.2)$$

где D_p – число рабочих дней в году [23],

$K_{см}$ – коэффициент сменности,

$$П_{год1} = 58,8 \cdot 210 \cdot 1 = 12348 \text{ м}^3,$$

$$P_{\text{зод } 2} = 65,9 \cdot 210 \cdot 1 = 13839 \text{ м}^3.$$

Рост производительности труда определяется по формуле:

$$РПТ = (P_{\text{зод } 2} - P_{\text{зод } 1}) / P_{\text{зод } 1} \cdot 100\%, \quad (6.3)$$

$$РПТ = \frac{13839 - 12348}{12348} \cdot 100\% = 12\%.$$

Расчёт инвестиций (капитальных вложений) в технику

Балансовая стоимость базовой техники (KB_1) определяется исходя из договорной цены и расходов на транспортировку и монтаж, учитываемых коэффициентом $K_{\text{тр}}$, принимаемым равным 1,1 [10, 11].

$$KB_1 = C_1 \cdot K_{\text{тр}}, \text{ руб} \quad (6.4)$$

$$KB_1 = 390000 \cdot 1,1 = 429000 \text{ руб.}$$

Балансовая стоимость новой техники (KB_2) рассчитывается укрупнено, исходя из стоимости сопоставимой массы техники:

$$KB_2 = \frac{KB_1}{G_1} \cdot G_2 \cdot K_{\text{ср}}, \quad (6.5)$$

где G_1, G_2 – масса базового и проектируемого;

KB_1, KB_2 – балансовая стоимость базового и проектируемого;

$K_{\text{ср}}$ – коэффициент сложности, принимается равным 1,03.

$$KB_2 = \frac{429000}{9900} \cdot 9920 \cdot 1,03 = 442760 \text{ руб.}$$

Дополнительные капиталовложения составят:

$$KB_{\text{нов}} = 442760 - 429000 = 13760 \text{ руб.}$$

Расчёт эксплуатационных затрат

Эксплуатационные затраты могут рассчитываться на год или на машино смену [6].

Расчет делаем на машино-смену.

Эксплуатационные затраты на машино-смену включают следующие статьи затрат:

1. Заработная плата производственных рабочих с начислениями.
2. Себестоимость содержания машино-смены, включающая

следующие статьи:

- Заработная плата вспомогательных рабочих с начислениями;
 - затраты на ТСМ;
 - амортизационные отчисления;
 - затраты на ТО и ТР;
 - прочие производственные затраты.
3. Затраты на восстановление износа и ремонт шин.

Заработная плата производственных рабочих рассчитывается по формуле:

$$ЗП_{пр} = T_{ст} \cdot T_{см} \cdot K_{допл}, \quad (6.6)$$

где $T_{ст}$ - часовая тарифная ставка VI разряда, $T_{ст}=10,0$ руб/час;

$T_{см}$ - продолжительность смены, $T_{см}=8$ час;

$K_{допл}$ - коэффициент доплат, учитывающий все доплаты к

тарифному фонду. По данным предприятия $K_{допл}=1,5$.

$$ЗП_{пр1} = ЗП_{пр2} = 10,0 \cdot 8 \cdot 1,5 = 120,0 \text{ руб.}$$

Отчисления на единый социальный налог составляют 35,6%, на страхование от несчастных случаев 4,4%, всего 40,0%.

$$H_{зн1} = H_{зн2} = 0,4 \cdot 120 = 48,0 \text{ руб.}$$

Себестоимость содержания машино – смены

Заработная плата вспомогательных рабочих рассчитывается по формуле:

$$ЗП_{всп} = T_{ст} \cdot T_{см} \cdot H_{тз} \cdot K_{допл}, \text{ руб} \quad (6.7)$$

где $T_{ст}$ - тарифная ставка III разряда, руб/час, $T_{ст}=5,0$ руб.;

$T_{см}$ - продолжительность смены, 8 час.;

$H_{тз}$ - норматив трудозатрат на вспомогательные работы,

$H_{тз}=0,32$ чел·час/м·см,

$$ЗП_{акт1} = ЗП_{акт2} = 5,0 \cdot 8 \cdot 0,32 \cdot 1,3 = 16,64 \text{ руб.}$$

Начисления на заработную плату вспомогательных рабочих составляют 40,0% [10,23].

$$H_{т.всп} = 0,4 \cdot 16,64 = 6,66 \text{ руб.}$$

Затраты на топливо и смазочные материалы определяются исходя из стоимости топлива ($Ц_f$), удельного расхода топлива (q), мощности двигателя ($K_{дв}$), коэффициентов использования двигателя по времени ($K_{вр}$) и мощности ($K_{мощ}$), продолжительности смены ($T_{см}$), коэффициента, учитывающего транспортные расходы ($K_{тр}$) и коэффициента, учитывающего смазочные материалы ($K_{см}$). Для базового $K_{см}=1,25$, для проектируемого $K_{смф}=1,23$.

$$З_{f1} = 7,5 \cdot \frac{231}{1000} \cdot 195 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 1,1 \cdot 1,25 = 297,3 \text{ руб.}$$

$$З_{f2} = 7,5 \cdot \frac{228}{1000} \cdot 231 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 1,1 \cdot 1,23 = 328,4 \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления рассчитываются по формуле:

$$A = BC \cdot H_a / 100\% / D_p / K_{см}, \text{ руб.} \quad (6.8)$$

где BC - балансовая стоимость техники;

H_a - годовая норма амортизации, %, $H_a=25\%$;

D_p - число рабочих дней в году;

$K_{см}$ - коэффициент сменности.

$$A_1 = \frac{429000 \cdot 25}{100 \cdot 210} = 510,7 \text{ руб.},$$

$$A_2 = \frac{442760 \cdot 25}{100 \cdot 210} = 527,1 \text{ руб.}$$

Затраты на ТР и ТО определяются исходя из сложившихся на предприятии нормативов отчислений (12% от балансовой стоимости в год).

$$З_{ТР} = BC \cdot H_{ТР} / 100\% / D_p / K_{см}, \text{ руб.} \quad (6.9)$$

$$З_{ТР1} = \frac{429000 \cdot 12}{100 \cdot 210} = 245,1 \text{ руб.},$$

$$Z_{\text{пр2}} = \frac{442760 \cdot 24}{100 \cdot 210} = 253,0 \text{ руб.}$$

Прочие производственные затраты принимаем в размере 10% от суммы предыдущих затрат [23]:

$$Z_{\text{пр1}} = 107,6 \text{ руб.},$$

$$Z_{\text{пр2}} = 113,2 \text{ руб.}$$

6.2 Расчет показателей экономического эффекта и эффективности

Условно-годовая экономия от снижения себестоимости трелевки

$$\mathcal{E}_c = (C_1 - C_2) \cdot P_{\text{год}} = (23,0 - 21,4) \cdot 13839 = 22142 \text{ руб.}$$

Срок окупаемости новых капитальных вложений

$$T_{\text{ок}} = KB / \mathcal{E}_c = \frac{13760}{22142} = 0,62_{\text{года}} = 7,5_{\text{месяца}}.$$

Годовой экономический эффект рассчитываем по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = \mathcal{E}_c - KB_{\text{нов}} \cdot R, \text{ руб.} \quad (6.10)$$

где R - среднеотраслевая рентабельность, %. Принимаем $R=20\%$.

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = 22142 - 13760 \cdot 0,2 = 19390 \text{ руб.}$$

Чистый дисконтированный доход определяется по формуле:

$$\text{ЧДД} = \mathcal{E}_c \cdot \sum_{t=1}^{T_{\text{ср}}} \frac{1}{(1 + \alpha)^{t-1}} - K_{\text{нов}}, \quad (6.11)$$

где $T_{\text{ср}}$ - срок службы, лет. Принимаем $T_{\text{ср}}=4$ года,

t - текущий год;

α - коэффициент дисконтирования, принимаемый равным ставке рефинансирования ЦБ (18%) [22].

$$\text{ЧДД} = 22142 \cdot \left(1 + \frac{1}{1,18} + \frac{1}{1,18^2} + \frac{1}{1,18^3}\right) - 13760 = 56522 \text{ руб.}$$

Результаты расчетов сводим в таблице 6.3.

Таблица 6.1 - Основные технико-экономические показатели проекта

№ п/п	Показатели	Ед. изм	БА	ПА
1.	Производительность			
	Сменная	м ³	58,8	59,6
	Годовая	м ³	12348	13839
2.	Капитальные вложения	Тыс. руб.	429,0	442,8
3.	Эксплуатационные затраты на м-	Руб.	1352	1413
4.	Себестоимость трелевки 1м ³	Руб./м ³	23,0	21,4
5.	Условно-годовая экономия	Руб.	-	22142
6.	Годовой экономический эффект	Руб.	-	19390
7.	Чистый дисконтированный доход	Руб.	-	56522
8.	Срок окупаемости капитальных	Мес.		7
9.	Рост производительности труда		-	12

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе (ВКР) разработан пневмоподвеска для автомобиля КамАЗ 55102.

Проделанной работой были достигнуты следующие результаты:

- в результате анализа пневмосистемы было выявлено слабое место системы,
- в результате патентного обзора была определена наиболее эффективная схема улучшения пневмосистемы,
- в результате анализа темы выявлены пути интеграции компенсатора износа в пневмосистеме,
- разработана маршрутная карта сборки изделия,
- произведен анализ конструкции на прочность,
- произведен математический расчет параметров тормозного механизма,

Все полученные в ходе выполнения ВКР результаты имеют технологическое обоснование и при возможности их финансирования могут быть воплощены в действительности.

Расчеты экономической эффективности показывают, что годовая экономия составит 22 тыс. руб., чистый дисконтированный доход за весь срок службы составит почти 57 тыс.руб. срок окупаемости конструкции составят 7 месяцев.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобили: Учебник / А.В. Богатырев, Ю.К. Есеновский-Лашков, М.Л. Насоновский; Под ред. А.В. Богатырева. - 3-е изд., стер. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014.
2. Агарков А.П. Экономика и управление на предприятии [Электронный ресурс]: Учебник/ А.П. Агарков, Р.С. Голов, В.Ю. Теплышев и др.; под ред. д.э.н., проф. А.П. Агаркова. - М.: Издательско-торговая корпорация «Дашков и К^о», 2013. - 400 с.
3. Безопасность жизнедеятельности. Учебник для вузов. С.В. Белов, В.А. Девясилов, А.В. Ильницкая и др. Под общей ред. С.В. Белова. - 8-е издание – М.: Высшая школа, 2009. - 616 с.
4. В.А. Девясилов. Охрана труда: учебник / В.А. Девясилов - 4-е издание перераб. и доп. – М.: Форум, 2009. - 496 с.
5. Гончарова, О. В. Экология: учеб. пособие для вузов / О. В. Гончарова. - Ростов на -Дону : Феникс, 2013. — 366 с.
6. Гребнев В.П. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства: учебное пособие / В.П. Гребнев, О.И. Поливаев, А.В. Ворохобин; Под общ. ред. О.И. Поливаева. – М.: КНОРУС, 2011. – 264с.
7. Диагностика и техническое обслуживание машин: учебник. - М.: изд-кий центр Академия, 2008, -432с.
8. Зангиев А. А. Эксплуатация машинно-тракторного парка. ил. – / А. А. Зангиев, А. В. Шпилько, А. Г. Левшин. – М.: Колос, 2008. – 320с
9. Коробкин, В.И. Экология : учебник для студентов бакалаврской ступени многоуровневого высшего профессионального образования [Текст] /В.И. Коробкин, Л.В. Передельский. -Ростов-на Дону: Феникс, 2012. -602с.
10. Маврищев, В.В. Общая экология : курс лекций [Текст] / В.В. Маврищев. -3-е изд. -Минск: Новое знание ; Москва Инфра.-М., 2012. - 298с.

11. Организация производства и управление предприятием Учебник / О.Г. Туровец, В.Б. Родионов и др.; Под ред. О.Г. Туровца - 3-е изд. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 506 с.
12. Организация производства на промышленных предприятиях: Учебник / И.Н. Иванов. - М.: НИЦ Инфра-М, 2013. - 352 с.
13. Организация производства: Учебник / Р.А. Фатхутдинов. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: ИНФРА-М, 2011. - 544 с.
14. Сервис импортной и отечественной сельскохозяйственной техники и оборудования в современных условиях / часть 1/ К.А. Хафизов, Б.Г. Зиганшин, А.Р. Валиев, Н.И. Семушкин; под ред. Д.И. Файзрахманова – Казань: Изд-во КГАУ, 2009. – 444 с.: ил.
15. Сидорин Г.А. «Обработка металлов резанием». Методические указания. Изд. КГСХА Казань – 2001
16. Технология машиностроения учебник / Л.В. Лебедев и др. - 2-е изд., - М.: Издательский центр Академия, 2008. - 528 с.
17. Тракторы и автомобили: Учебник / А.В. Богатырев, В.Р. Лехтер - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 425 с. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.znanium.com>
18. Туревский И.С. Техническое обслуживание автомобилей зарубежного производства: учебное пособие / И.С. Туревский. - М.: ИД ФОРУМ, ИНФРА-М, 2009. - 208 с.: ил.
19. Туревский И.С. Техническое обслуживание автомобилей зарубежного производства: учебное пособие / И.С. Туревский. - М.: ИД ФОРУМ, ИНФРА-М, 2011. – 208 с.
20. Хафизов К.А. Электронные системы управления двигателем – Казань: КГАУ, 2010. – 408с.
21. Хафизов К.А., Хафизов Р.Н. Выпускная квалификационная работа Учебно- методическое пособие для бакалавров по направлениям подготовки «Агроинженерия», «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и специалистов по направлению подготовки

«Наземные транспортно-технологические средства» – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2014. – 280 с.

22. Экология и экологическая безопасность автомобиля учебник / М.В. Графкина, В.А. Михайлов, К.С. Иванов, Под общ. ред. М.В. Графкиной. - М.: Форум, 2009. - 320 с. Режим доступа: <http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=173866>

23. Экономика предприятия Учебник. Практикум / В.Д. Грибов, В.П. Грузинов. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: КУРС: НИЦ Инфра-М, 2013. - 448 с.