

**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

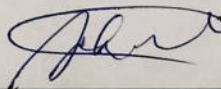
на соискание квалификации (степени) «специалист»

**Тема: «Проектирование автомобиля категории N₂ с разработкой
конструкции сцепления»**

Шифр ВКР 23.05.01.223.20. КС.00.00.00. ПЗ

Студент

C262-12у группы



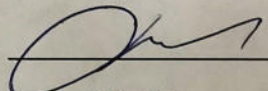
Жарков И.В.

подпись

Ф.И.О.

Руководитель

доцент



Хафизов Р.Н.

ученое звание

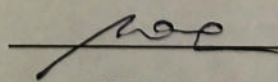
подпись

Ф.И.О.

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

Зав. кафедрой

профессор



Хафизов К.А.

ученое звание

подпись

Ф.И.О.

Казань – 2020 г.

АННОТАЦИЯ

К выпускной квалификационной работе Жаркова И.В.
«Проектирование автомобиля категории N₂ с разработкой конструкции сцепления».

Выпускная квалификационная работа состоит из пояснительной записки на 104 страницах машинописного текста и графической части на 9 листах. Записка состоит из введения, 6 разделов, вывода и включает 20 рисунков и 10 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 вала.

В пятом разделе рассмотрены мероприятия по безопасности жизнедеятельности.

В шестом разделе представлено экономическая эффективность проекта.

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

ABSTRACT

For the final qualifying work of Zharkova I. V. "Designing a car of the N2 category with the development of the clutch design".

The final qualifying work consists of an explanatory note on 104 pages of typewritten text and a graphic part on 9 sheets. The note consists of an introduction, 6 sections, and an output, and includes 20 figures and 10 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 projected structure is given, and structural calculations are made.

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

In the fifth section, measures for life safety are considered and issues of environmental protection are considered.

The sixth section presents the economic efficiency of the project.

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

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	8
1. ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ	9
1.1 Выбор и оценка параметра тягового расчета	9
1.2 Выбор двигателя	11
1.3 Выбор передаточных чисел трансмиссии	13
1.4 Расчет тягово-динамических характеристик автомобиля	17
2 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ	24
3 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ	29
3.1 Анализ конструкций автомобильных сцеплений	29
3.2 Основные элементы фрикционного сцепления	54
3.3 Расчет сцепления с диафрагменной пружиной	60
3.3.1 Расчет первичного вала и ведомого диска сцепления	70
3.3.2 Расчет заклепок ступицы ведомого диска	70
3.3.3 Расчет болтов крепления кожуха сцепления к маховику	52
3.3.4 Расчет сцепления на нагрев	73
4 ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ	74
4.1 Коэффициент унификации конструктивных элементов детали	74
4.2 Качественная технологичность детали	75
4.3 Выбор вида заготовки	76
4.3.1 Расчет припусков на заготовку	76
4.3.2 Расчет припусков на длину детали	80
4.4 Определение минимального расчетного значения детали	82
4.5 Выбор оборудования	82

4.6 Разработка метода контроля детали и проектирования измерительного инструмента.....	83
5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	85
5.1 Анализ условий труда на автомобиле.....	85
5.2 Техника безопасности при работе с автомобилем.....	88
5.3 Безопасность жизнедеятельности в чрезвычайных ситуациях.....	91
5.4 Физическая культура на производстве.....	92
6 ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВКР.....	94
6.1 Расчёт производительности	94
6.2 Расчет показателей экономического эффекта и эффективности.....	98
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	100
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	101
СПЕЦИФИКАЦИЯ.....	104

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 сельскохозяйственных машин, снижение трудоемкости ремонта и экономических затрат.

Целью ВКР является разработка проектирование грузового автомобиля категории N₂ с разработкой конструкции сцепления.

1 ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ

1.1 Выбор и оценка параметра тягового расчета

Для максимальной эффективности транспортной работы автомобиля заданной в теме категории автомобиля примем его грузоподъемность – 6000 кг. С учетом принятых условий эксплуатации принимаем колесную формулу – 4×2. В результате анализа технических характеристик автомобилей – аналогов, максимальная кинематическая скорость проектируемого автомобиля принимается 100 км/ч.

Предварительно полную массу автомобиля m_a определяем по формуле:

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

m_n – масса номинальной грузоподъемности, 6000 кг

η_b – коэффициент снаряженной массы,

$$\eta_b = a + b / m_n, \text{ где}$$

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

$$\eta_b = 0,65 + 0,6 / 6000 = 0,6501$$

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:

$$m_a = 20000 * (1 + 0,6501) + 75 * 3 = 10125 \text{ кг}$$

Для предварительных расчетов принимаем значение полной массы автомобиля $M_a = 10000$ 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 оси, будет:

$$m_1 = 1/3 m_a = 10000/3 = 3333 \text{ кг.}$$

Принимаем $m_1 = 3000 \text{ кг}$

$$m_2 = 2/3 m_a = m_a - m_1 = 10000 - 3000 = 7000 \text{ кг.}$$

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 ГАЗ-3307. Учитывая размеры прототипа, принимаем следующие значения геометрических параметров проектируемого автомобиля:

- база автомобиля3800 мм
- колея передних колёс1930 мм
- грузоподъёмность6000 кг
- полная масса автомобиля21000 кг
- габаритная высота автомобиля2700 мм
- габаритная длина автомобиля6755 мм
- габаритная ширина автомобиля2422 мм
- высота центра масс1500 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.

$$\text{Тогда: } N_k = N_f + N_w = (P_f + R_w) * V_{\max} / 3600 \text{ [кВт]}, \quad (1.1)$$

где P_f - сила сопротивления качению колёс:

$$P_f = f * G_a = f_0 * (1 + 5 * 10^{-5} * V_a^2) * G_a, \quad (1.2)$$

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

f_0 -коэффициент сопротивления качению колес (статический).

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

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

R_w - сила сопротивления встречного потока воздуха определяется по формуле:

$$R_w = K * F * (V_a / 3,6)^2, \quad (1.3)$$

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: $H = 2700 \text{ мм} = 2,70 \text{ м}$ (см. выше).

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

K - коэффициент лобового сопротивления ($K=0,5 \text{ Н*с}^2/\text{м}^4$ для одиночных грузовых автомобилей).

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

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 двигатели 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.

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:

$$N_\phi = N_e * \eta_{вг} \tag{1.4}$$

$$M_{\phi} = M_e * \eta_{BG}; \quad (1.5)$$

где η_{BG} -коэффициент потерь на глушитель и вентилятор.

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

Экспериментальные параметры внешней скоростной характеристики выбранного двигателя получены на АМО ГАЗ. В сводную таблицу 1.1 занесены, уже откорректированные с помощью коэффициента η_{BG} , значения N_e и M_e .

Максимальные обороты двигателя после срабатывания регулятора частоты вращения коленчатого вала

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

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:

$$U_0 = (0.377 \cdot r_k \cdot n_{e \max}) / (V_{a \max} \cdot U_{\text{кпе}}), \text{ где} \quad (1.6)$$

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;

$U_{\text{кпе}}$ - передаточное число высшей ступени коробки передач, $U_{\text{кпе}} = 1$ (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 ($\psi_{\max}$).

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 ($\psi_{\max}$).

$$\text{Поэтому} \quad U_{\text{кп1}} = \frac{Ga \cdot \psi_{\max} \cdot r_k}{Me_{\max} \cdot U_0 \cdot \eta_{\text{кп}}} \quad (1.7)$$

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 $\eta_{\text{тр}} = 0,89$. $Ga = m_a \cdot g = 11000 \cdot 9,8 = 107800 \text{ Н}$.

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

Полученное значение $U_{кп1}$ 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:

$$U_{кп1} \leq \frac{m_2 \cdot g \cdot \varphi \cdot r_k}{M e_{max} \cdot U_0 \cdot \eta} \cdot \frac{L}{L - h_d \cdot \varphi} \quad (1.8)$$

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 $U_{кп1} = 7,35$ 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:

$$\frac{1}{q} = n-1 \sqrt[n-1]{\frac{U_{кн1}^5}{U_{кн}^1}} = 5-1 \sqrt[4]{\frac{1}{7,35}} = 0,6073$$

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

Передаточные числа промежуточных ступеней определяются по формуле:

$$U_i = U_1 \cdot \left(\frac{1}{q}\right)^{i-1}, \text{ где } i \text{ — номер передачи (ступени)} \quad (1.9)$$

Значения передаточных чисел промежуточных передач будут равны:

$$U_{кн2} = \frac{U_{кн1}}{q} = \frac{7,35}{1,647} = 4,46$$

$$U_{кн3} = \frac{U_{кн1}}{q^2} = \frac{7,35}{1,647^2} = 2,70$$

$$U_{кн4} = \frac{U_{кн1}}{q^3} = \frac{7,35}{1,647^3} = 1,65$$

Высшая ступень принята прямой, поэтому $U_{кн5} = 1,0$.

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 $U_o = 4,43$

3. Коэффициент лобового сопротивления: $K = 0,5 (H \cdot c^2) / m^4$

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

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: $Ma = 11000 \text{ кг}$

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:

$$P_k = (M_e \cdot U_{кп} \cdot U_o \cdot \eta_{TP}) / R_k = (M_e \cdot U_{кп} \cdot 4,43 \cdot 0,89) / 0,49 = \\ = 8,05 \cdot M_e \cdot U_{кп};$$

Скорость автомобиля:

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

Результаты расчетов приведены в таблица 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
$P_k, Н$	28416	29067	32205	32382	31790	30666	29422	27587
2 передача: $U_{кп2} = 4,46$; $P_k = 35,9 * Me$; $Va = 0,94 * 10^2$								
$Va, км/ч$	9,40	11,28	13,16	15,04	16,92	18,8	20,68	22,56
$P_k, Н$	17232	17627	19530	19637	19278	18596	17842	16729
3 передача: $U_{кп3} = 2,70$; $P_k = 21,7 * Me$; $Va = 1,54 * 10^2$								
$Va, км/ч$	15,40	18,48	21,56	24,64	27,72	30,80	33,88	36,96
$P_k, Н$	10416	10655	11805	11870	11653	11241	10785	10112
4 передача: $U_{кп4} = 1,65$; $P_k = 13,3 * Me$; $Va = 2,53 * 10^2$								
$Va, км/ч$	25,30	30,36	35,42	40,48	45,54	50,60	55,66	60,72
$P_k, Н$	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
$P_k, Н$	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 ($Va < 20 км/ч$) $f = f_0 = const$

Тогда $P_f = 1401,4 Н$

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

F – условная лобовая площадь автомобиля.

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

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

Результаты расчетов приведены в таблица 1.2.

Таблица 1.2 - Результаты вычислений

<i>Va, км/ч</i>	20	30	40	50	60	70	80	90	100
<i>Pf, Н</i>	1401,4	1464	1514	1577	1654	1745	1850	1969	2102
<i>Pw, Н</i>	64,4	145	258	402	580	789	1030	1304	1610
<i>Pf+Pw, Н</i>	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:

$$D = [(P_k - P_w) / G a]^* = [(P_k - P_w) / 107800]$$

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

Результаты расчетов сведены в таблицы 1.3

Таблица 1.3 - Результаты вычислений

1 передача								
<i>Va, км/ч</i>	5,67	6,80	7,94	9,07	10,21	11,34	12,47	13,61
<i>Pw, Н</i>	5,2	7,4	10,2	13,2	16,8	20,7	25,0	29,8
<i>D</i>	0,264	0,270	0,299	0,300	0,295	0,284	0,273	0,256
2 передача								
<i>Va, км/ч</i>	9,40	11,28	13,16	15,04	16,92	18,8	20,68	22,56
<i>Pw, Н</i>	14,2	20,5	27,9	36,4	46,1	56,9	68,9	81,9
<i>D</i>	0,160	0,163	0,181	0,182	0,178	0,172	0,165	0,154
3 передача								
<i>Va, км/ч</i>	15,40	18,48	21,56	24,64	27,72	30,80	33,88	36,96
<i>Pw, Н</i>	38,2	55,0	74,8	97,7	123,7	152,7	184,8	219,9
<i>D</i>	0,096	0,098	0,109	0,109	0,107	0,103	0,098	0,092
4 передача								
<i>Va, км/ч</i>	25,30	30,36	35,42	40,48	45,54	50,60	55,66	60,72
<i>Pw, Н</i>	103,1	148,4	202,0	263,8	333,9	412,2	498,8	593,6
<i>D</i>	0,058	0,059	0,065	0,065	0,063	0,060	0,057	0,052
5 передача								
<i>Va, км/ч</i>	41,70	50,04	58,38	66,72	75,06	83,4	91,74	100,08
<i>Pw, Н</i>	280,0	403,1	548,7	716,7	907,1	1119,8	1355,0	1612,6
<i>D</i>	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 таблице 1.4.

Таблица 1.4 - Результаты вычислений

Va, 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:

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

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, м/с²	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, м/с²	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, м/с²	0,611	0,626	0,704	0,704	0,688	0,658	0,620	0,575	
4 передача.		$U_{кп4} = 1,65;$				$j = 8,53 * (D - f)$			
Va, км/ч	25,30	30,36	35,42	40,48	45,54	50,60	55,66	60,72	
j, м/с²	0,380	0,387	0,437	0,434	0,415	0,387	0,358	0,312	
5 передача.		$U_{кп5} = 1,0;$				$j = 9,07 * (D - f)$			
Va, км/ч	41,70	50,04	58,38	66,72	75,06	83,4	91,74	100,08	
j, м/с²	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 ΔVa . Считаем, что в пределах каждого из участков автомобиль движется с постоянным (средним) ускорением: $j_{cp} = (j_n + j_k) / 2$, (m / c^2) и средней (равномерной) скоростью:

$$V_{cp} = (V_n + V_k) / 2, \text{ (км / ч)}, \quad (1.10)$$

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:

$$\Delta t_p = (0,555 * \Delta Va) / (j_n + j_k), \text{ где } \Delta Va = V_k - V_n. \quad (1.11)$$

Суммарное время разгона определяется суммированием времени разгона всех предыдущих участков:

$$T = \Delta t_{p1} + \Delta t_{p2} + \dots + \Delta t_{pn}. \quad (1.12)$$

Путь разгона на участке определяется по формуле:

$$\Delta S_p = 0,139 * \Delta t_p * (V_n + V_k). \quad (1.13)$$

Суммарный путь разгона определяется суммированием пути разгона всех предыдущих участков.

$$S = \Delta S_{p1} + \Delta S_{p2} + \dots + \Delta S_{pn}. \quad (1.14)$$

Результаты вычислений приведены в таблица 1.6.

Таблица 1.6 - Результаты вычислений

№ КПП	V_{cp} , км/ч	Δt_i , 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:

$$N_k = (P_k \cdot V_a) / 3600 \text{ [кВт]}. \quad (1.15)$$

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

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

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 АВТОМОБИЛЯ

За основу проектируемого автомобиля был взят уже существующий автомобиль ГАЗ-3307, который представлен на рисунке 2.1.

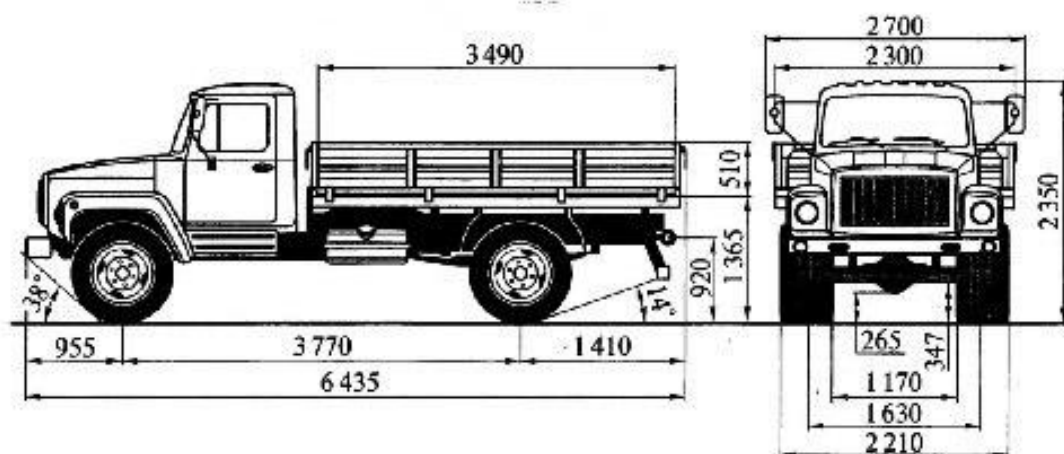


Рисунок 2.1 – ГАЗ 3307

Одним из первых изделий завода ГАЗ стала грузовая машина с индексом 52. В СССР никогда не было большого выбора грузовиков, и в период повышенной строительной активности в 70-х годах появилась необходимость в расширении ассортимента. Прообразом для ГАЗ-52 стал ЗИЛ-170. В 1977 году первый грузовик ГАЗ вышел с конвейера. Вскоре производство новых большегрузных машин стало одним из самых значимых в мире. Впервые заметные белые самосвалы появились на стройплощадках в Нижнем Новгороде. Они разительно отличались от привычной техники, производимой советскими предприятиями. В этом городе собирались шасси для будущего самосвала, а опрокидывающая система и кузов монтировались в Нижнем Новгороде. В создании машины, кроме конструкторов ГАЗа, участвовали сотрудники машиностроительного предприятия из Мытищ. Он перевозил рассыпные и навалочные грузы и предназначался для передвижения по дорогам, которые выдерживали нагрузку более 6 тонн. Многие детали и их соединения являлись типовыми для всех грузовиков. В конструкцию грузовика были внедрены новинки. Фары с ассиметричным

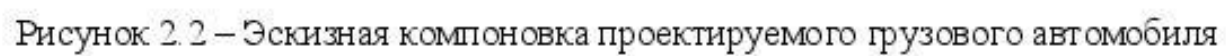
Преимущества и недостатки

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: 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 является оправданным вложением средств. Такие машины даже после снятия их с производства обслуживают строительные площадки по всей стране. 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 ГАЗ-3307, которые в кратчайшие сроки смогут доставить ваш урожай в огромном количестве в нужное место.

2.2.



3 КОНСТРУКТИВНАЯ ЧАСТЬ

3.1 Анализ конструкций автомобильных сцеплений

Сцепление - это механизм трансмиссии автомобиля, передающий крутящий момент двигателя и позволяющий кратковременно отсоединить двигатель от трансмиссии и вновь их соединить. Кроме того, сцепление предохраняет трансмиссию от перегрузок. Например, при резком торможении с не выключенным сцеплением

По сравнению с муфтами общего назначения автомобильные сцепления работают в сравнительно тяжелых условиях, которые в основном определяются частотой пользования сцеплением. Габаритные размеры и вес сцепления ограничиваются сравнительно узкими пределами, что требует применения фрикционных материалов с высокими коэффициентами трения и затрудняет создание необходимого теплового режима. Плавное трогание с места и разгон автомобиля зависят не только от умения водителя, но и от конструктивных особенностей сцепления.

При анализе и оценке конструкций сцеплений, как и других механизмов, следует руководствоваться предъявляемыми к ним требованиями:

- надежная передача крутящего момента от двигателя к трансмиссии;
- плавность и полнота включения;
- чистота выключения;
- минимальный момент инерции ведомых элементов;
- хороший отвод тепла от поверхностей трения;
- предохранение трансмиссии от динамических нагрузок;
- поддержание нажимного усилия в заданных пределах в процессе эксплуатации;
- минимальные затраты физических усилий на управление;

- хорошая уравновешенность.

Кроме того, к сцеплению, как и ко всем механизмам автомобиля, предъявляют общие требования:

- обеспечение минимальных размеров и массы;
- простота устройства и обслуживания;
- технологичность;
- ремонтпригодность;
- низкий уровень шума.

Классификация сцеплений приведена на рисунок 3.1.

На большинстве автомобилей устанавливают постоянно замкнутые сцепления, т.е. постоянно включенные и выключаемые водителем при трогании, переключении передач и торможении. Постоянно разомкнутые сцепления, выключаемые при малой угловой скорости коленчатого вала двигателя и автоматически включающиеся при ее увеличении, применяются сравнительно редко, главным образом при автоматическом управлении.

На легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности устанавливаются однодисковые сухие сцепления. Двухдисковые сцепления применяют для грузовых автомобилей повышенной грузоподъемности (КамАЗ, КрАЗ, МАЗ), но иногда с целью упрощения конструкции и для них используют однодисковое сцепление. Многодисковые сцепления применяются крайне редко и только на автомобилях большой грузоподъемности.

Гидравлические сцепления (гидромуфты) применялись на отечественных автомобилях ГАЗ-12 и МАЗ-525. В настоящее время гидромуфты в качестве отдельного агрегата не применяют. В гидромеханических передачах некоторых автомобилей в определенных условиях работы гидротрансформатор переходит на режим гидромуфты.

Электромагнитные порошковые сцепления и сцепления с электромагнитным созданием нажимного усилия в 40-50-е годы получили некоторое применение благодаря хорошей приспособленности к автоматизации управления. Однако широкого распространения, так же как и автоматические сцепления других типов, они не получили, что главным образом обусловлено их сложностью. В нашей стране электромагнитные порошковые сцепления устанавливались на автомобилях ЗАЗ для инвалидов.

Привод сцеплений легковых автомобилей в основном гидравлический, часто с сервопружиной, что облегчает управление. В последнее время на легковых автомобилях нередко стали применять механический тросовый привод - достаточно надежный, простой и меньшей сложности. Для грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности также используют механический или гидравлический привод, иногда с сервопружиной. На грузовых автомобилях большой грузоподъемности устанавливают комбинированный привод: механический с пневмоусилителем (МАЗ) или гидравлический с пневмоусилителем (КамАЗ).

Анализ и оценку конструкций сцепления, так же как и любого другого механизма, следует проводить соответственно тем требованиям, которые к нему предъявляются.

Надежная передача крутящего момента от двигателя к трансмиссии. Сцепление автомобиля должно обеспечивать возможность передачи крутящего момента, превышающего крутящий момент двигателя. При износе фрикционных пар, когда сила нажатия ослабевает, сцепление может пробуксовывать. Длительное пробуксовывание сцепления приводит к выходу его из строя.

Максимальное значение передаваемого сцеплением момента определяется уравнением:

$$M_c = M_{e_{max}} \beta \quad (3.1)$$

Обычно принимают коэффициент запаса $\beta = 1,2 \dots 2,5$ в зависимости от типа сцепления и его назначения. Сцепления с регулируемым давлением пружин (рис. 2, б) и сцепления с диафрагменными пружинами (рис. 2, в) имеют наиболее низкое значение коэффициента запаса. Большие значения коэффициента запаса принимают для сцеплений грузовых автомобилей и автобусов.

Момент M_c , передаваемый сцеплением, создается в результате взаимодействия поверхностей трения ведомого диска маховиком и нажимным диском

$$M_c = P_{np} \cdot \mu \cdot R_{cp} \cdot i; \text{ где} \quad (3.2)$$

P_{np} - усилие пружин;

μ - коэффициент трения;

R_{cp} - средний радиус ведомого диска;

i - число пар трения.

Плавность и полнота включения. Наиболее высокую плавность включения имеют многодисковые сцепления, однако, в качестве обособленного агрегата трансмиссии, они не применяются. В однодисковых и двухдисковых сцеплениях плавность включения достигается рядом мероприятий:

- применением фрикционных материалов, обеспечивающих плавное нарастание силы трения;
- использованием упругих в осевом направлении ведомых дисков (разрезной диск, имеющий некоторую конусность или выпуклость секторов, пластинчатый пружины между ведомым диском и одной из фрикционных накладок и др.);
- созданием упругих элементов в механизме выключения (лепестки диафрагменной пружины).

В небольшой степени способствуют плавность включения пружины демпфера крутильных колебаний.

Монтажная регулировка предусматривает точную установку концов рычагов сцепления в одной плоскости, чтобы предотвратить перекос нажимного диска при включении и выключении. В некоторых сцеплениях (например, с диафрагменной пружиной) такая регулировка отсутствует.

Эксплуатационная регулировка - регулировка привода. Правильность эксплуатационной регулировки определяется свободным ходом педали сцепления, который обычно находится в пределах 20...40 мм

В сцеплениях с периферийными пружинами для обеспечения чистоты выключения число нажимных пружин кратно числу рычагов выключения (исключается перекос нажимного диска).

Минимальный момент инерции ведомых элементов. Он необходим для уменьшения ударных нагрузок зубчатых колес и работы трения в синхронизаторах при переключении передач. При включении несинхронизированной передачи ударная нагрузка на зубья пропорциональна моменту инерции ведомых элементов сцепления, снизить который можно только уменьшением диаметра диска (снижение маховой массы диска) и массы фрикционных накладок. Диаметр ведомых дисков сцеплений автомобилей большой грузоподъемности редко превосходит 400 мм. Толщину накладки в соответствии с ГОСТом выбирают в пределах 3,3...4,7 мм

Хороший отвод теплоты от поверхностей трения. Поддержание постоянного теплового режима обуславливает стабильность работы сцепления. При длительном буксовании температура поверхностей трения достигает 300 °С и выше, но уже при 200 °С коэффициент трения снижается примерно в 2 раза. При высокой температуре начинает вытекать связующий компонент накладок, в результате чего они становятся пористыми, сухими и быстро изнашиваются. Для отвода теплоты предусматриваются: вентиляция картера сцепления через окна или ажурный кожух, направление потока воздуха специальными щитами, поглощение теплоты массивными дисками,

удаление продуктов изнашивания, при наличии которых снижается коэффициент трения, для этого на фрикционных накладках выполняют радиальные канавки.

Для сохранения работоспособности нажимных пружин при нагреве сцепления они должны устанавливаться на термоизоляционных прокладках.

Предохранение трансмиссии от динамических нагрузок.

Динамические нагрузки в трансмиссии могут быть единичными (пиковыми) и периодическими.

Пиковые нагрузки возникают в следующих случаях: при резком изменении скорости движения (например, при резком торможении с невыключенным сцеплением); при резком включении сцепления; при наезде на неровность.

Наибольшие пиковые нагрузки элементы трансмиссии испытывают при резком включении сцепления. В этом случае трансмиссия закручивается не только крутящим моментом двигателя M_e , но в большей степени моментом касательных сил инерции M_{iu} вращающихся частей двигателя:

$$M_c = M_k + M_{iu}, \quad (1.4)$$

При условии, что момент касательных сил инерции полностью используется на закручивание валов:

$$M_{iu} = C_\beta \cdot \alpha_{np}, \quad \text{где} \quad (1.5)$$

C_β - крутильная жесткость трансмиссии,

α_{np} - угол закручивания валов трансмиссии.

Элементарная работа по закручиванию валов трансмиссии

$$dL = (C_\beta \cdot \alpha_{np}) d\alpha_{np}, \quad (1.6)$$

или после интегрирования

$$L = (C_\beta \cdot \alpha_{np}^2) / 2. \quad (1.7)$$

Инерционный момент зависит от угловой скорости коленчатого вала в момент резкого включения сцепления и от крутильной жесткости трансмиссии. Включение в трансмиссию упругого звена способствует уменьшению этого момента. Таким упругим звеном может быть упругий полукарданный шарнир, установленный в карданной передаче (автомобили ВАЗ), в меньшей степени эти функции выполняют пружины гасителя крутильных колебаний (снижают нагрузки на 5...10%), устанавливаемые в сцеплении.

Пиковые нагрузки, независимо от их происхождения, ограничиваются пробуксовыванием сцепления. По этой причине коэффициент запаса сцепления β , определяющий максимальный момент, передаваемый трансмиссии, не должен превышать заданного значения. Следует также иметь в виду, что при резком включении сцепления коэффициент запаса на мгновение становится значительно больше расчетного. Это происходит в результате ударного импульса поступательно движущихся масс при резком отпуске педали сцепления, когда сила удара суммируется с усилием пружин.

Периодические нагрузки возникают в результате неравномерности крутящего момента двигателя. Они являются источником шума в зубчатых передачах, повышенного напряжения в элементах трансмиссии, а часто - причиной поломок деталей от усталости, особенно при резонансе.

Для гашения крутильных колебаний трансмиссии в сцеплении устанавливают гаситель крутильных колебаний.

В настоящее время широко применяются гасители крутильных колебаний упруго-фрикционного типа, некоторые конструкции которых показаны на рис. 1.4. Основное назначение таких гасителей - поглощать энергию колебаний трансмиссии при совершении работы трения фрикционных элементов, размещенных в гасителе.

Ступица ведомого диска и сам ведомый диск связаны между собой в тангенциальном направлении пружинами гасителя. Колебания, возникающие

В ряде конструкций гасителей момент трения регулируемый. Например, в сцеплениях автомобилей МАЗ момент трения гасителя можно регулировать затяжкой болтов 3 со сферическими упругими шайбами (рис. 3.4, а). В сцеплении автомобиля ГАЗ-3102 момент трения гасителя поддерживается в заданных пределах центральной пружиной 4, которая через изолирующее кольцо 5 создает давление на трущихся поверхностях кольца и ведомого диска (рис. 3.4, б). Фрикционное кольцо 6, сидящее на лысках ступицы ведомого диска, при износе может перемещаться только в осевом направлении. На автомобиле ЗИЛ-431410 использован гаситель, момент трения которого установлен при сборке (рис. 3.4, в).

Обычно 6...8 пружин гасителя устанавливают в окнах ведомого диска ступицы с предварительным натягом. Момент предварительной затяжки составляет 15...20% максимального крутящего момента двигателя.

Крутящий момент, передаваемый при максимальной деформации пружин гасителя, несколько превышает расчетный максимальный момент сцепления $M_t = (1,2...1,3)M_{\text{сч.макс}}$. Этим обеспечивается гашение колебаний при значении крутящего момента больше расчетного, что необходимо для преодоления трения покоя в сцеплении. Максимальная деформация пружин гасителя ограничивается специальными упорами, позволяющими ступице поворачиваться относительно ведомого диска на такой угол, при котором между витками пружины остается небольшой зазор. В некоторых конструкциях упор отсутствует.

Наряду с основной функцией по гашению крутильных колебаний гаситель уменьшает вероятность возникновения в трансмиссии резонансных крутильных колебаний значительной амплитуды. Это объясняется нелинейностью упругой характеристики трансмиссии с гасителем.

Гаситель эффективно поглощает энергию высокочастотных колебаний. Принципиально возможно осуществить гашение колебаний низкой частоты,

возникающих при малой эксплуатационной скорости. Для этого необходимо уменьшить жесткость пружин гасителя, что практически трудно выполнить в ограниченном пространстве ступицы ведомого диска.

Поддержание нажимного усилия в заданных пределах в процессе эксплуатации. Применение сцеплений с регулируемым в эксплуатации нажимным усилием, установка сцеплений с диафрагменными пружинами, уменьшение жесткости нажимных пружин - все это позволяет поддерживать нажимное усилие в расчетных пределах.

Примером конструкции с регулируемым нажимным усилием может служить сцепление, показанное на рис. 3.2 б. Здесь при износе накладок ведомого диска 1 деформация центральной конической пружины 12 уменьшается, соответственно снижается нажимное усилие. В этой конструкции первоначальное нажимное усилие может быть восстановлено путем уменьшения числа регулировочных прокладок 11 под опорным диском. Упругая характеристика конической пружины такова, что уменьшение деформации приводит к резкому снижению нажимного усилия. Поэтому при эксплуатации автомобилей с таким сцеплением необходимо строго следить за неизменностью свободного хода педали сцепления, так как увеличение свободного хода свидетельствует о снижении нажимного усилия. Своевременное регулирование свободного хода педали предотвращает буксование и выход его из строя.

Автоматически поддерживается нажимное усилие в определенных пределах в сцеплении с диафрагменной пружиной (рис.3.2, в). Упругая характеристика диафрагменной пружины приведена на рис. 1.5. Обычно в таких сцеплениях во включенном положении нажимное усилие соответствует деформации диафрагменной пружины за точкой перегиба упругой характеристики. Поэтому в начальной стадии изнашивания фрикционных накладок усилие не уменьшается, а несколько увеличивается.

Применение диафрагменной пружины в сцеплении позволяет упростить конструкцию, так как число деталей сцепления сокращается

Поддержанию нажимного усилия в заданных пределах, т.е. в пределах, обеспечивающих сохранение достаточного коэффициента запаса сцепления в процессе эксплуатации, в значительной степени может способствовать применение нажимных пружин малой жесткости.

При уменьшении деформации пружин на одну и ту же величину Δf , соответствующую одинаковому износу накладок, пружина, имеющая меньшую жесткость, сохраняет большее нажимное усилие ($P_{np1} > P_{np2}$). Однако для размещения одной пружины малой жесткости, обеспечивающей необходимое нажимное усилие, необходимо значительно увеличивать размеры сцепления. В этом случае предпочтительно применять несколько периферийно расположенных пружин малой жесткости, в сумме обеспечивающих заданное нажимное усилие. Так, в сцеплении автомобиля ГАЗ-3102 размещено девять двойных пружин 2 (рис. 3.2, а), жесткость которых составляет примерно 10 Н/мм. В сцеплении МАЗ-5335 установлено 28 пружин по двум концентрическим окружностям с жесткостью 13,6...15,8 Н/мм. В некоторых сцеплениях жесткость пружин достигает до 40...45 Н/мм, что приводит к сокращению срока их надежной эксплуатации.

Минимальная затрата физических усилий на управление. Выполнение этого требования как конструкцией механизма сцепления, так и конструкцией его привода. При управлении сцеплением физические усилия затрачиваются в три этапа: выключение сцепления; удержание сцепления в выключенном состоянии; включение сцепления.

Работа, затрачиваемая на управление сцеплением, не должна превышать определенных значений, так как пользоваться сцеплением в условиях городского движения приходится до 2000 раз за смену. Чрезмерно большое усилие управления сцеплением приводит к профессиональным заболеваниям водителя. Для легкового автомобиля эта работа должна быть не более 25 Дж, для грузового и автобуса - не более 30 Дж. Усилие на педали сцепления при выключении не должно превосходить для легковых

автомобилей 150 Н, для грузовых 250 Н. Усилие на педали сцепления при выключении может быть определено по следующей формуле:

$$P_{пед} = (1,2 P_{np}) / (i_{п.с.} \eta_{п.с.}) = (1,2 M_{к max} \beta) / (\mu R_{ср} i_{п.с.} \eta_{п.с.}), \text{ где}$$

$i_{п.с.}$ - передаточное число привода сцепления.

Анализируя данное уравнение, можно отметить следующие реальные пути снижения усилия на педали: уменьшение коэффициента запаса β , что может быть достигнуто в конструкциях сцеплений, где нажимное усилие регулируется или мало изменяется при износе фрикционных накладок; увеличение коэффициента трения μ , что связано с дальнейшим совершенствованием материала накладок; увеличение КПД привода сцепления $\eta_{п.с.}$ путем замены трения скольжения в элементах привода трением качения. Другие пути снижения усилия на педали нецелесообразны. Увеличить число пар поверхностей трения можно только усложнив конструкцию, а увеличение среднего радиуса $R_{ср}$ дисков приводит к росту момента инерции ведомых элементов сцепления. Изменять передаточное число привода можно лишь в узких пределах, так как оно ограничивается полным ходом педали, который для автомобилей различного назначения лежит в пределах 120...190 мм.

Снижение затрат физических усилий на управление в разной степени может быть достигнуто при применении полуцентробежных или центробежных сцеплений, а также гидромuft. Облегчают управление усилители, установленные в приводе сцепления. Полностью освобождают водителя от усилий на управление автоматические приводы сцеплений.

Хорошая уравновешенность. Фрикционное сцепление должно уравновешиваться. В большинстве случаев сцепление уравновешивают в сборе с маховиком. В сцеплениях с периферийными пружинами они деформируются под действием центробежных сил, в результате чего снижается усилие. Поэтому применение диафрагменных пружин предпочтительнее.

Полуцентробежное сцепление. В полуцентробежном сцеплении (рис. 3.6) давление на нажимной диск создается периферийно расположенными пружинами и центробежными грузиками, выполненными вместе с рычагами управления. Пружины 2 подбирают так, чтобы их усилие обеспечивало коэффициент запаса сцепления, близкий к единице, а добавочное усилие создавалось центробежными грузиками 1. Усилие центробежных грузиков $P_{ггз}$, изменяющееся в зависимости от угловой скорости ω_e коленчатого вала двигателя по параболическому закону, суммируется с усилием пружин $P_{пр}$

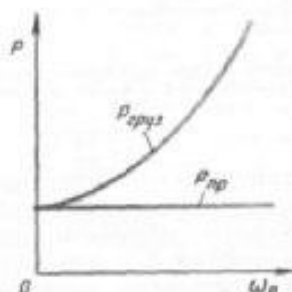


Рисунок 3.6 - Полуцентробежное сцепление

1 - центробежный грузик, 2 - пружина

Поэтому при трогании автомобиля, а также при удержании педали сцепления в выключенном состоянии, когда угловая скорость коленчатого вала низкая, усилие на педали получается сравнительно небольшим.

Однако при переключении передач к педали приходится прикладывать значительно усилие для преодоления суммарного усилия пружин и центробежных грузиков. Опыт использования полуцентробежных сцеплений показал, что при движении автомобиля в тяжелых дорожных условиях с малой скоростью такие сцепления буксуют, что приводит к снижению их ресурса. Этим объясняется то, что полуцентробежные сцепления применяются в настоящее время крайне редко.

3.3 Расчет сцепления с диафрагменной пружиной

Для проектируемого сцепления расчетом определяем наружный и внутренний диаметры фрикционных накладок и суммарную нормальную силу, которая должна действовать на элементы трения.

Расчет начинаем с вычисления среднего радиуса трения R_{cp} , который определим по формуле:

$$R_{cp} = \sqrt[3]{\frac{\beta M_{e \max}}{2 \pi P_0 \mu Z_{nm} K}}, \text{ где} \quad (3.9)$$

β - коэффициент запаса сцепления. Значение принимают с учетом типа и назначения автомобиля, особенностей его эксплуатации и конструкции сцепления и выбирают в пределах $\beta = 1,75 \dots 2,5$ (принимаем $\beta = 2$);

$M_{e \max}$ - максимальный крутящий момент двигателя, Н•м,

P_0 - давление на фрикционных элементах, значение выбирают в пределах $0,15 \dots 0,25$ МПа, меньшие значения принимают для автомобилей, условия работы которых требуют частых пользований сцеплением (принимая во внимание, что автомобиль предполагается использовать и для перевозок в черте города принимаем $P_0 = 0,15$ МПа),

μ - коэффициент трения (для трения безасбестовых накладок по чугуну $\mu = 0,3$);

Z_{nm} - количество поверхностей трения (для однодисковых сцеплений $Z_{nm} = 2$).

$K = \frac{b}{R_{cp}}$ - коэффициент ширины фрикционных накладок (b - ширина фрикционной накладки). Значения K выбираем, исходя из значения максимального момента двигателя ($K = 0,6$).

Тогда средний радиус составит:

$$R_{cp} = \sqrt[3]{\frac{1,75 \cdot 547}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,15 \cdot 10^6 \cdot 0,3 \cdot 2 \cdot 0,6}} = 0,141 \text{ м}$$

Исходя из найденного значения R_{cp} и принятой величины K , определяют ширину δ фрикционной накладки и примерное значений ее наружного диаметра D пользуясь выражениями:

$$\delta = K * R_{cp}, \quad D = 2 R_{cp} + \delta \quad (3.11)$$

$$\delta = 0,6 * 0,141 = 0,085 \text{ м}$$

$$D = 2 * 0,141 + 0,085 = 0,367 \text{ м}$$

Найденную величину D округляем в соответствии с существующими правилами, до значений наружного диаметра фрикционной накладки, приведённых в ГОСТ 1786-80 «Накладки фрикционные безасбестовые. Технические условия».

Принимаем ближайшее большее значение $D = 400 \text{ мм}$, считая его действительным значением наружного диаметра фрикционной накладки. По наружному диаметру определяем внутренний диаметр $D_{в} = 240 \text{ мм}$.

Средний радиус трения:

$$R_{cp} = (D_{н} + D_{в}) / 4 = (400 + 240) / 4 = 160 \text{ мм} = 0,16 \text{ м}$$

Расчетный момент трения в сцеплении:

$$M_{сц} = M_{e \max} * \beta = 547 * 1,75 = 957 \text{ Нм}$$

Задаваясь коэффициентом трения безасбестовых накладок по чугуну $\mu = 0,3$, определяем необходимое нажимное усилие диафрагменной пружины:

$$P = M_{сц} / (Z_{нт} * \mu * R_{cp}).$$

$$P = 957 / (2 * 0,3 * 0,16) = 9969 \text{ Н}.$$

Площадь фрикционной накладки:

$$S_{н} = [\pi * (D_{н}^2 - D_{в}^2)] / 4 = [\pi * (0,40^2 - 0,24^2)] / 4 = 0,08 \text{ м}^2.$$

Удельное давление на фрикционную накладку:

$$P_o = P / S_{н} = 9969 / 0,08 = 0,125 \text{ МПа}$$

Допустимое удельное давление не более $0,3 \text{ МПа}$. Расчетное удельное давление не превышает допустимое.

Определение геометрических параметров, упругой характеристики и прочности нажимной диафрагменной пружины

Для создания минимальных напряжений в пружине ее наружный диаметр должен быть выбран максимально возможным

По конструктивным соображениям принимаем наружный диаметр пружины 400 мм

Для расчета диафрагменной пружины (рис. 3.13) воспользуемся номограммой (рис.3.14)

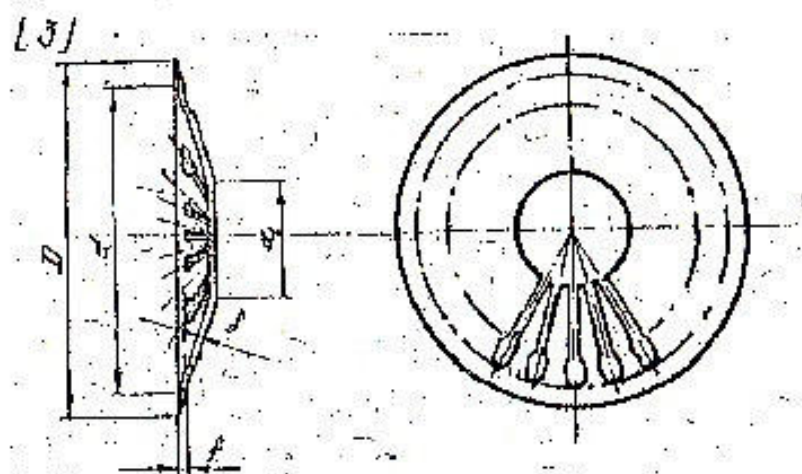


Рисунок 3.13 - Схема диафрагменной пружины

Согласно данной методике, с помощью номограммы определим толщину материала пружины δ и максимальные значения напряжений возникающих в ее меридиональном сечении.

С этой целью задаёмся отношением P_{max} / P_{min} , выбирая его в пределах 1,15...1,45, где P_{max} - максимальное усилие, создаваемое диафрагменной пружиной, можно принять $P_{max} = P$.

P_{min} усилие пружины при выключенном сцеплении.

Для рассчитываемой пружины:

$$P_{max} = P = 9969 \text{ Н}; P_{max} / P_{min} = 1,3; P_{min} = 7668 \text{ Н}.$$

Отложив принятое значение P_{max} / P_{min} , на правой оси координат номограммы (рис.1.16), проводим линию параллельную оси абсцисс до

пересечения с кривой P_{max}/P_{min} . Опустив из точки пересечения перпендикуляр на ось абсцисс, определяют отношение f/δ , обуславливающее нелинейность характеристики пружины ($f/\delta = 1,75$).

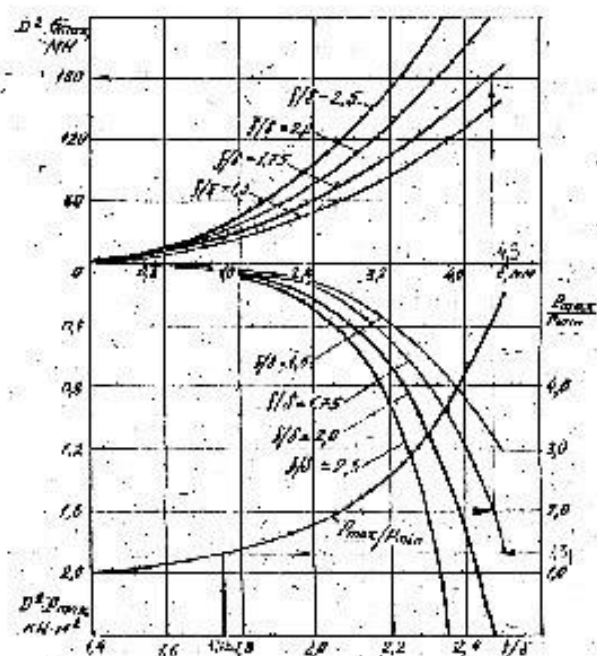


Рисунок 3.14. Номограмма для определения расчетных параметров диафрагменной пружины.

Задавшись величиной диаметра D наружной кромки неразрезанной части пружины ($D=400 \text{ мм} = 0,4 \text{ м}$), находим произведение $D^2 P_{max}$:

$$D^2 P_{max} = 0,4^2 \cdot 9969 = 1,6 \text{ кНм}^2.$$

Отложив величину $D^2 P_{max} = 1,6$ на левой оси ординат номограммы, проводим линию, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривой f/δ соответствующей ранее найденному отношению $f/\delta = 1,75$.

Из точки пересечения восстанавливаем перпендикуляр к оси δ и продолжаем его вверх до пересечения с соответствующей кривой f/δ . Пересекая ось δ , данный перпендикуляр определит искомую толщину материала $\delta = 4,3 \text{ мм}$.

Проводим через точку пересечения перпендикуляра с кривой f/δ линию, параллельную оси абсцисс, и, продлив ее до пересечения с левой осью ординат номограммы, определяем величину $D^2 \sigma_{max} = 180 \text{ МПа}$. Разделив

полученное произведение на D^2 , находим величину максимального напряжения σ_{max} в меридиональном сечении пружины.

$$\sigma_{max} = 180/0,4^2 = 1125 \text{ МПа}$$

Для диафрагменной пружины выбираем стали 60С2ХФА, 65С2ВА по ГОСТ 14959–79, которые допускают напряжение до $\sigma_m = 1700 \text{ МПа}$.

Термообработка: закалка в масле $t_{зак} = 850^\circ\text{C}$, отпуск $t_{отп} = 420^\circ\text{C}$, твердость 46...52 HRC.

Внутренний диаметр неразрезанной части пружины принимаем по конструктивным соображениям ($d = 292 \text{ мм}$). Проверяем соотношение D/d на соответствие опыту проектирования:

$$D/d = 400/292 = 1,37.$$

Из опыта проектирования это отношение должно попасть в интервал значений: $D/d = 1,2...1,5$.

Условие выполняется

Величину d_1 также принимаем из конструктивных соображений, приняв $D/d_1 \geq 2,5$ ($d_1 = 140 \text{ мм}$; $D/d = 400/140 = 2,86$)

Между диаметром наружной кромки неразрезанной части пружин D и толщиной материала δ существует определенная связь, обычно $D/\delta = 75...100$. Проверяем выполнение этого условия: $D/\delta = 400/4,3 = 93$.

Для рассчитываемой пружины определим величину фактора f из соотношения $f/\delta = 1,75$.

$$f = \delta * 1,75 = 4,3 * 1,75 = 7,5$$

Число лепестков пружины принимаем 24.

В соответствии с полученными геометрическими размерами вычерчиваем пружину.

Рабочая характеристика диафрагменной пружины.

Исходные данные при расчете параметров:

– рабочее (нажимное) усилие пружины – P (**9969 Н**);
 – геометрические размеры пружины, выбранные с учетом габаритов сцепления:

1. Наружный диаметр пружины 400 мм (радиус $b=200$ мм).
2. Внутренний радиус пружины $a=146$ мм.
3. Радиус установки опорного кольца диафрагменной пружины $c=150$ мм.
4. Радиус установки подшипника выключения сцепления $e=70$ мм.

Расчётная схема для определения рабочей характеристики пружины представлена на рис. 3.15.

Для определения рабочей характеристики необходимо найти зависимость между деформацией пружины (величиной взаимного сближения W_1 плоскостей контакта опорного кольца и нажимного диска) и величиной действующего усилия P_{np}

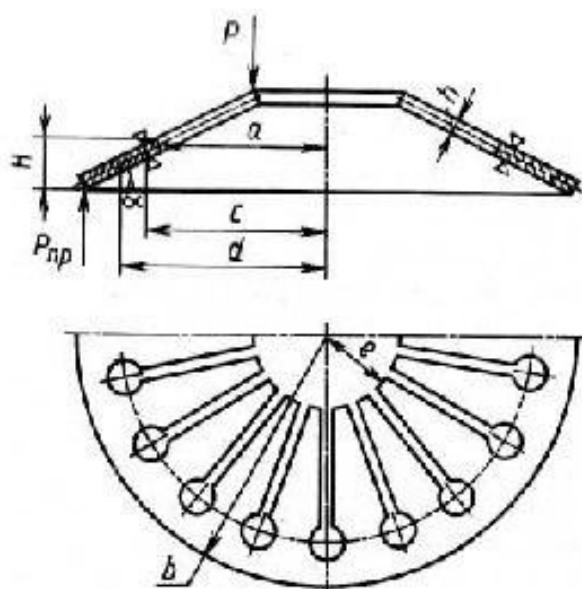


Рисунок 3.15 - Расчётная схема диафрагменной пружины

Такая зависимость выражается следующим уравнением:

$$P_{np} = [(\pi * E * h) / (6 * (b - c)^2)] * W_1 * \ln(b/a) * \{ [H - W_1 * ((b - a) / (b - c))] * [H - (W_1 / 2) * ((b - a) / (b - c))] + h^2 \}, \text{ где}$$

$$E' = E / (1 - \mu^2),$$

E – модуль упругости; для стали $E = 210000 \text{ Н/мм}$,

μ – коэффициент Пуассона; для стали $\mu = 0,35$,

h – толщина пружины ($h \sim \delta = 4,3 \text{ мм}$),

H – высота сплошной кольцевой части пружины в свободном состоянии ($H \sim f = 7,5 \text{ мм}$).

Производим расчет усилия $P_{пр}$, изменяя деформацию пружины от 0 до 7,5 мм через 1 мм.

При указанных выше исходных данных максимальное усилие составит 4,5 кН.

Скорректируем исходные данные для увеличения усилия пружины и увеличим диапазон деформации при расчете до 14 мм.

- $h \sim \delta = 5,5 \text{ мм}$,

- $H \sim f = 12,0 \text{ мм}$,

- $b = 186 \text{ мм}$.

Остальные параметры остаются прежними.

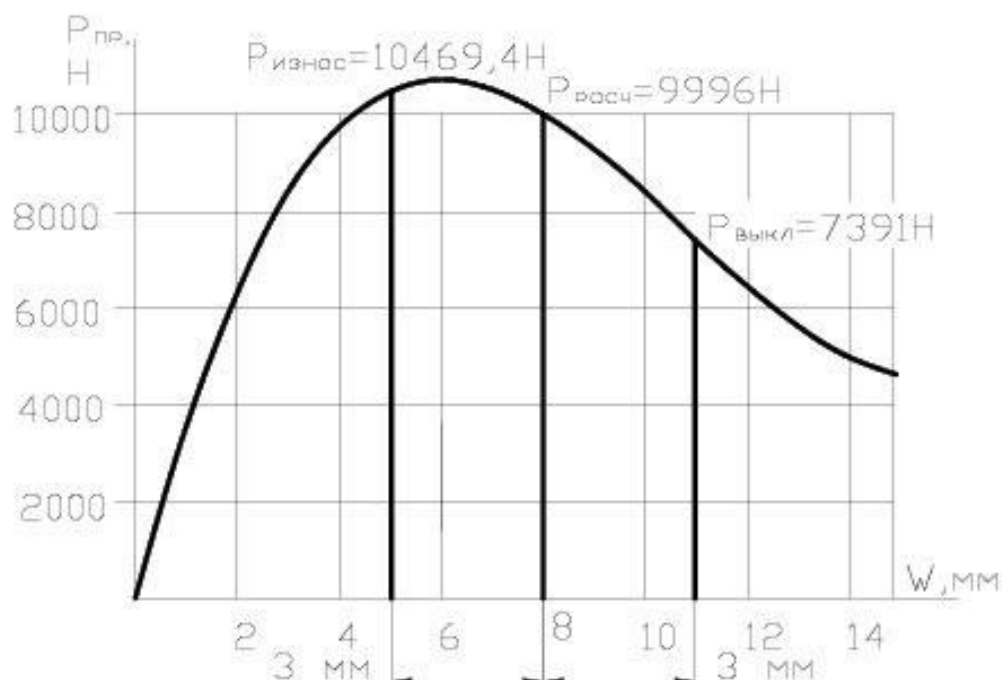


Рисунок 3.16 - Рабочая характеристика пружины

На характеристике диафрагменной пружины выделено два рабочих участка: $\Delta l = 3,0 \text{ мм}$ – ход нажимного диска при выключении сцепления, и $h_0 = 3 \text{ мм}$ – величина допустимого износа фрикционных накладок ведомого диска.

Усилие на подшипнике выключения сцепления P может быть определено из характеристики диафрагменной пружины по формуле:

$$P = P_{\text{пр1}} * [(b-c)/(c-e)]$$

Для $W_1 = 11,0 \text{ мм}$, имеем усилие пружины при выключении сцепления $P_{\text{пр1}} = 7391 \text{ Н}$.

Усилие на муфте выключения сцепления будет:

$$P = 7391 * [(186 - 146) / (146 - 70)] = 3890 \text{ Н}$$

При прямом выжиме усилие на подшипнике выключения сцепления $P = 4330 \text{ Н}$ (данные АМО ЗИЛ), таким образом, управление сцеплением облегчилось.

Расчет диафрагменной пружины на прочность

При расчете на прочность опасным расчетным волокном является волокно в середине основания лепестка. Максимальное напряжение σ_{max} в указанном месте возникает, когда пружина проходит через плоское состояние. Эквивалентное напряжение σ , в опасной точке по теории максимальных касательных напряжений состоит из нормальных напряжений в окружном направлении σ_t и напряжения изгиба σ_u . Таким образом,

$$\sigma_s = \sigma_u + \sigma_t = \frac{P_{\text{выжл}}}{h^2 \cdot \eta} + \frac{E' \cdot ((d-a) \cdot \alpha^2 - h \cdot \alpha)}{2a}, \quad (3.12)$$

где η – коэффициент полноты лепестка в зоне отверстия. Обычно $\eta = 0,68$.

α – угол подъема пружины,

$$\alpha = \frac{H_n}{b - e} = \frac{24,4}{186 - 70} = 0,21^\circ$$

где H_n – полная высота пружины.

d – радиус меридиального сечения сплошной части пружины $d =$

$$\frac{b-a}{\ln \frac{b}{a}} = \frac{186-146}{\ln \frac{186}{146}} = 165,2 \text{ мм}$$

Тогда

$$\sigma_s = \frac{7391}{5,5^2 \cdot 0,68} + \frac{210000}{2 \cdot 146} \cdot (1 - 0,35^2) \cdot ((165,2 - 146) \cdot 0,21^2 - 5,5 \cdot 0,21) = 612,3 \text{ МПа}$$

Как определено выше, диафрагменная пружина штампуются стали 60С2ХФА, 65С2ВА по ГОСТ 14959–79, которые допускают напряжение до $\sigma_m = 1700 \text{ МПа}$.

3.3.1 Расчет первичного вала и ведомого диска сцепления

Материал вала сталь 40ХНМА. Материал шлицевой муфты ведомого диска (ступицы) сталь 40Х.

Расчет вала сцепления на прочность.

$T_{кр} = (\beta \cdot Me_{max}) / (0,2 \cdot d^3)$, где d – диаметр вала по внутреннему диаметру шлицев.

$$\tau_{кр} = (1,75 \cdot 547) / (0,2 \cdot 0,0345^3) = 116,6 \text{ МПа}$$

$$[\tau]_{кр} = 400 \text{ МПа}$$

Шлицы ступицы ведомого диска рассчитываются на смятие и срез:

а) на смятие

$$\sigma_{см} = (8 \cdot Me_{max} \cdot K\delta) / [(D_{ш}^2 - d_{ш}^2) \cdot Z \cdot l_{ш}] = (8 \cdot 547 \cdot 1,1) / [(0,042^2 - 0,0345^2) \cdot 10 \cdot 0,055] = 15,3 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{см} = 550 \text{ МПа}$$

б) на срез

$$\tau_{cp} = (8 * Me_{max} * K \delta) / [(D_{ш} - d_{ш}) * Z * l_{ш} * b_{ш}] = (8 * 547 * 1,1) / [(0,042 - 0,0345) * 10 * 0,055 * 0,006] = 194,5 \text{ МПа}$$

$$[\tau]_{cp} = 400 \text{ МПа}$$

Материал ведомого диска сталь 40Х. Толщина диска 1,8 мм. Ведомый диск соединен со ступицей посредством заклепок. Термообработка ведомого диска – закалка в масле с последующим отпуском. Твердость после термообработки 35...40 HRC. У ведомого диска имеется демпфер, что значительно повышает плавность включения сцепления. Материал фрикционных накладок – безасбестовая композиция толщиной 4,2 мм.

3.3.2 Расчет заклепок ступицы ведомого диска

Материал - сталь 30 Ø 8 мм.

Допустимое напряжение $[\tau]_{cp} = 140 \text{ МПа}$, $[\sigma]_{см} = 320 \text{ МПа}$.

Заклепки считают на срез и на смятие. Принимается, что $M_{кр}$, передаваемый ими, пропорционален радиусу их расположения. Из компоновочных условий радиус расположения заклепок ступицы.

$R_{зак} = 40 \text{ мм}$

Сила, действующая на одну заклепку.

$$P_o = (\beta * Me_{max}) / (2 * R_{зак} * Z_3) = (1,75 * 547) / (2 * 0,04 * 8) = 1496 \text{ Н, где } Z_3 - \text{число заклепок } (Z_3 = 8).$$

Расчет заклепки на срез.

$$\tau_{cp} = (P_o * 4) / (\pi * d^2) = (1496 * 4) / (\pi * 0,008^2) = 29,8 \text{ МПа}$$

Расчет заклепки на смятие.

$$\sigma_{см} = P_o / (d * S), \text{ где } S - \text{номинальная толщина соединяемых деталей } (S = 2,5 \text{ мм}).$$

$$\sigma_{см} = 1496 / (0,008 * 0,0025) = 74,8 \text{ МПа}$$

Материал - сталь 30 Ø 4 мм.

Допустимое напряжение $[\tau]_{cp} = 140 \text{ МПа}$, $[\sigma]_{см} = 320 \text{ МПа}$.

$R_{зак} = 80 \text{ мм}$

Сила, действующая на одну заклепку.

$$P_o = (\beta * Me_{max}) / (2 * R_{зак} * Z_3) = (1,75 * 547) / (2 * 0,08 * 16) = 374 \text{ Н,}$$

где Z_3 – число заклепок ($Z_3 = 16$).

Расчет заклепки на срез.

$$\tau_{ср} = (Po * 4) / (\pi * d^2) = (374 * 4) / (\pi * 0,004^2) = 29,8 \text{ МПа}.$$

Расчет заклепки на смятие.

$\sigma_{см} = Po / (d * S)$, где S – номинальная толщина соединяемых деталей ($S = 2,5 \text{ мм}$).

$$\sigma_{см} = 374 / (0,004 * 0,0025) = 37,4 \text{ МПа}$$

3.3.3 Расчет болтов крепления кожуха сцепления к маховику

Кожух сцепления крепится 12 болтами М10. Радиус расположения болтов 215 мм. Болты – черные. Расчет болтов ведется на растяжение. Так как, для повышения надежности крепления кожух сцепления на маховике фиксируется на двух установочных штифтах.

Расчет болтов на растяжение.

Расчет болтов на затяжку ведется при условии: весь крутящий момент передается трением.

μ' – коэффициент трения между кожухом и нажимным диском ($\mu = 0,2$);

F_p – площадь сечения болтов по внутреннему диаметру резьбы.

$$F_p = \pi * (d_{сн}^2 / 4) = \pi * (0,009^2 / 4) = 6,4 * 10^{-5} \text{ м}^2$$

$$\sigma_p = (\beta * M_{max}) / (R * n * \mu * F_p) = (1,75 * 547) / (0,215 * 12 * 0,2 * 6,4 * 10^{-5}) = 29,0 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_p = \sigma_m / n = 360 / 3 = 120 \text{ МПа}, \text{ где } n \text{ – коэффициент запаса прочности.}$$

Расчет работы буксования при трогании автомобиля

Момент инерции автомобиля, приведенный к первичному валу коробки передач.

$$J = (Ga * Rk^2) / (g * I_0^2 * \Gamma_{кп1}),$$

где Ga – полный вес автомобиля ($Ga = 11000 * 9,8 \text{ Н}$),

Rk – радиус качения колеса ($Rk = 0,49 \text{ м}$),

g – ускорение свободного падения ($g = 9,8 \text{ м/с}^2$),

I_0 – передаточное число главной передачи,

$I_{кп1}$ – передаточное число первой передачи в коробке передач,

Трогание с места осуществляется при включении первой передачи в коробке передач.

$$J = (11000 * 9,8 * 0,49^2) / (9,8 * 4,43^2 * 7,35^2) = 2,5 \text{ Н*м*сек}^2$$

Момент сопротивления движению при трогании автомобиля, приведенный к первичному валу коробки передач.

$Mc' = (f * Ga * Rk) / (I_0 * I_{кп1} * \eta_{тп})$, где f – коэффициент сопротивления движению.

$$Mc' = (0,013 * 11000 * 9,8 * 0,49) / (4,43 * 7,35 * 0,89) = 23,7 \text{ Н*м.}$$

Работа буксования при трогании автомобиля.

$L_6 = (M_{тп} * J * \omega^2 * b) / [(2/3)M_{тп} - Mc']$, где $M_{тп}$ – момент трения, численно равный максимальному крутящему моменту двигателя,

ω – угловая скорость.

Для дизельных двигателей $\omega = (\pi * 0,75 * n) / 30$, где n – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности.

$$\omega = (\pi * 0,75 * 2400) / 30 = 189 \text{ сек}^{-1}$$

$$L_6 = (547 * 2,5 * 189^2 * 0,72) / [(2/3) * 547 - 23,7] = 103151 \text{ Н*м.}$$

Удельная работа буксования.

$$a = L_6 / (S_n * i) = 103151 / (800 * 2) = 64,5 \text{ Н*м/мм}^2,$$

где S_n – площадь фрикционной накладки.

По нормам удельной работы буксования разработанное сцепление будет обладать достаточной долговечностью на проектируемом автомобиле.

3.3.4 Расчет сцепления на нагрев

Буксование сцепления приводит к нагреву его деталей. Повышение температуры деталей в градусах на одно включение сцепления можно определить по формуле:

$$T = (a * L_6) / (427 * Gg * Cg),$$

где a – коэффициент, учитывающий, какая доля работы буксования воспринимается рассчитываемой деталью (для нажимного диска однодискового сцепления $a = 0,5$);

Cg – теплоемкость материала детали (для чугуна $Cg = 0,115 \text{ ккал/кг}$);

Gg – вес нажимного диска.

$$Gg = [\pi * (D_n^2 - D_e^2) * h * j] / 4,$$

где h – толщина нажимного диска ($h = 28 \text{ мм}$),

j – удельный вес материала нажимного диска ($j = 7,8 \text{ г/см}^3$).

$$Gg = [\pi * (40^2 - 24^2) * 3,2 * 0,0078] / 4 = 20,1 \text{ кг} = 201 \text{ Н}.$$

$$T = (0,5 * 103151) / (427 * 201 * 0,115) = 5,2^\circ \text{C}.$$

Повышение температуры нажимного диска за одно включение не превышает 10°C . Масса нажимного диска достаточна.

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

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

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

Q_z - общее число конструктивных деталей

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

$$Q_z = 20$$

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

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

Коэффициент использования материала [13]:

$$K_{\text{М}} = G_{\text{Д}} / G_{\text{З}}, \quad (4.2)$$

где $G_{\text{Д}}$ – масса детали по чертежу, кг

$G_{\text{З}}$ – масса материала заготовки, кг

$$K_{\text{ИМ}} = 0.58 / 0.7 = 0.82$$

По нормам ЕСТПП $K_{\text{ИМ}} \geq 0.75$. Деталь технологична так как условие выполняется. Коэффициент точности обработки детали [13,16].

$$K_{\text{ТЧ}} = Q_{\text{ТЧН}} / Q_{\text{ТЧО}} = 1 - 1 / A_{\text{СР}}, \quad (4.3)$$

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

где $A_{\text{СР}}$ – средний квалитет точности

ni – число размеров соответствующего квалитета

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

$$K_{\text{ТЧ}} = 1 - 1 / 9.36 = 0.9$$

По нормам ЕСТПП $K_{\text{ТЧ}} \leq 0.97$. 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

$$P_{кор} = 5 * 25 = 125.$$

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

$$P_{центр} = 0.25 \sqrt{0,5 + 1} = 280 \text{ мм},$$

$$T_{заг} = B_0 - H_0 \quad (4.24)$$

$$T_{заг} = 0,5 \text{ мм},$$

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

Расчет припуска на чистовое подрезание торца

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

$$\text{где } R''_{Z_{i-1}} = 100$$

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

Выбираем отклонения после обдирочной токарной операции.

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

$$E''_{y'} = K_y * E'_{y'} \quad (4.27)$$

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:

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

$$\text{Тогда для вала } D_{\max} = 39.92, D_{\min} = 39.858.$$

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:

5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

5.1 Анализ условий труда на автомобиле

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 ПТВ, 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, ведающего вопросами охраны труда.

5.2 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.

Управляемость автомобиля непосредственно связана с безопасностью дорожного движения.

ОСТ 37.001.487 определяет управляемость автомобиля, как свойство автомобиля, подчиняться траекторному и курсовому управлению.

Подавляющее большинство опасных дорожных ситуаций (до 80...85%) водитель ликвидирует путем своевременного поворота рулевого колеса и изменения направления движения автомобиля. При этом водитель может либо повернув автомобиль, отвести его от опасной зоны под углом к прежнему направлению движения, либо выехать в соседний ряд.

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 станда он должен быть остановлен, а электродвигатель должен быть выключен.

При всяких замеченных неисправностях в работе станда 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.

На управляемость и плавность хода автомобиля прежде всего влияет состояние органов управления автомобиля.

По мере изнашивания протектора и уменьшения его высоты увеличивается сопротивление шины уводу.

Коэффициент $k_y \cdot b_1$ у полностью изношенных шин на 50...70% больше, чем у новых (рис.4.1). Поэтому, при установке на передний мост более изношенных шин, автомобиль может приобрести излишнюю поворачиваемость. Это ухудшает его управляемость.

При износе деталей рулевого управления и переднего моста увеличивается свободный ход рулевого колеса. Это приводит к появлению зон нечувствительности (рис.4.4) - горизонтальных участков.

При изменении направления вращения рулевого колеса угол поворота управляемых колес некоторое время остается неизменным. В конце маневра, когда рулевое колесо возвращается в нейтральное положение (точка В), передние колеса остаются все еще повернутыми на некоторый угол Q_0 . Курсовой угол автомобиля также не равен нулю, и для выравнивания автомобиля нужны дополнительные действия. Все это ухудшает управляемость автомобиля и может привести к ДТП.

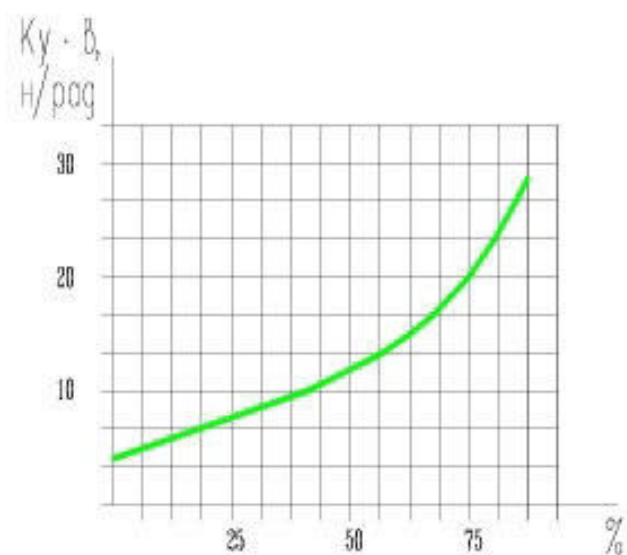


Рисунок 4.1 - Влияние износа на $K_{\text{вб}}$.

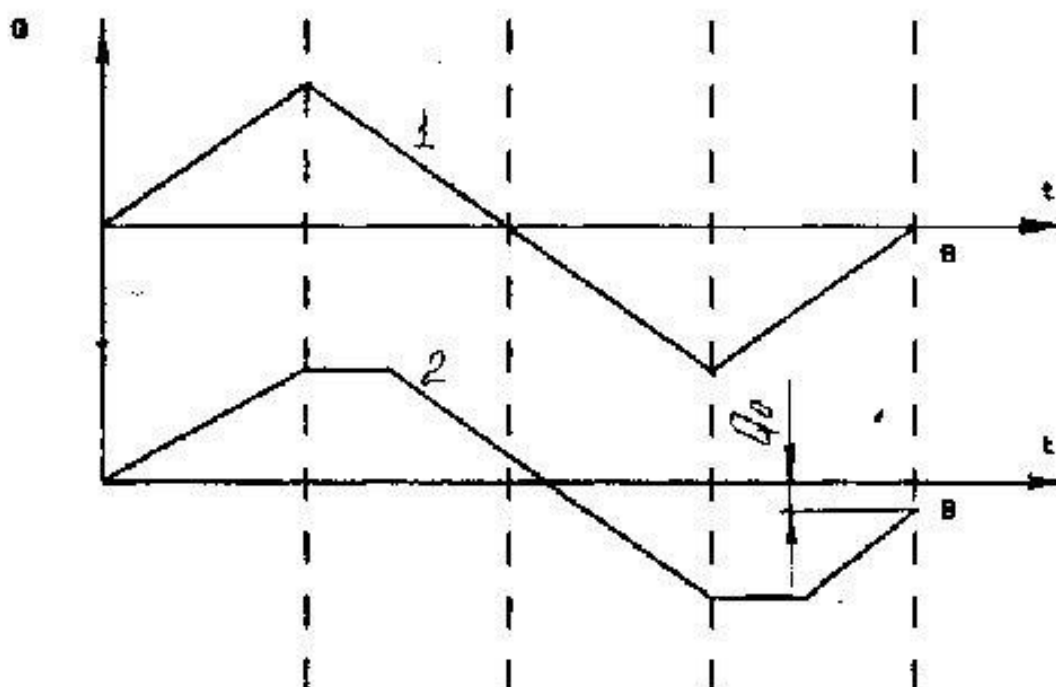


Рисунок 4.3 - Изменение поворота передних колес
 1- при отсутствии свободного хода рулевого колеса,
 2- при наличии свободного хода рулевого колеса.

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 выдвижения 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 CO и CO₂, 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

Производственная гимнастика как элемент научной организации труда должна массово и прочно войти в режим трудового дня. Ей отводится роль профилактического средства поддержания высокой работоспособности на

6 ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВКР

6.1 Расчёт производительности

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

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

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

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

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

$t_{\text{хх}}+t_{\text{тх}}$ – время пробега расстояния трелевки в обоих направлениях, мин/рейс, по данным предприятия для базовой техники и для новой техники $t_{\text{хх}}+t_{\text{тх}}=5,83$ мин/рейс;

$t_{\text{н}}$ – время набора пачки для базовой техники и для новой техники $t_{\text{н}}=7,05$ мин/рейс;

$t_{\text{с}}$ – время сброса пачки на погрузочной площадке для базовой техники и для новой техники $t_{\text{с}}=5,4$ мин/рейс;

Q – нагрузка на рейс, м^3

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

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

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

Сменная производительность базовой ($\Pi_{\text{см}1}$) и новой ($\Pi_{\text{см}2}$) техники:

$$\Pi_{\text{см}1} = \frac{480 - (30 + 20)}{5,83 + 7,05 + 5,4} \cdot 2,5 = 58,8 \text{ м}^3,$$

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

Годовая производительность техники определяется по формуле:

$$\Pi_{\text{год}} = \Pi_{\text{см}} \cdot D_{\text{р}} \cdot K_{\text{см}}, \text{ м}^3 \quad (6.2)$$

где $D_{\text{р}}$ – число рабочих дней в году [23];

$K_{\text{см}}$ – коэффициент сменности;

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

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%.

$$H_{эл1} = H_{эл2} = 0,4 \cdot 120 = 48,0 \text{ руб.}$$

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.,

$$3П_{всн1} = 3П_{всн2} = 5,0 \cdot 8 \cdot 0,32 \cdot 1,3 = 16,64 \text{ руб.}$$

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

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

Затраты на топливо и смазочные материалы определяются исходя из стоимости топлива ($Ц_t$), 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 $K_{смтр}=1,23$.

$$З_{T_1} = 7,5 \cdot \frac{231}{1000} \cdot 195 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 1,1 \cdot 1,25 = 297,3 \text{ руб.}$$

$$З_{T_2} = 7,5 \cdot \frac{228}{1000} \cdot 231 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 1,1 \cdot 1,23 = 328,4 \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления рассчитываются по формуле:

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

где БС - 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).

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

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

$$З_{TP2} = \frac{442760 \cdot 24}{100 \cdot 210} = 253,0 \text{ руб.}$$

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

$$З_{np1} = 107,6 \text{ руб.},$$

$$З_{np2} = 113,2 \text{ руб.}$$

6.2 Расчет показателей экономического эффекта и эффективности

Условно-годовая экономия от снижения себестоимости трелевки

$$\mathcal{E}_c = (C_1 - C_2) \cdot \Pi_{год2} = (23,0 - 21,4) \cdot 13839 = 22142 \text{ руб.}$$

Срок окупаемости новых капитальных вложений

$$T_{ок} = KB / \mathcal{E}_c = \frac{13760}{22142} = 0,6_{года}.$$

Годовой экономический эффект рассчитываем по формуле:

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

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

$$\mathcal{E}_{год} = 22142 - 13760 \cdot 0,2 = 20390 \text{ руб.}$$

Чистый дисконтированный доход определяется по формуле:

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

где $T_{сл}$ - срок службы, лет. Принимаем $T_{сл}=4$ года;

t - текущий год;

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

$$\text{ЧДД} = 22142 \cdot \left(1 + \frac{1}{1,18} + \frac{1}{1,18^2} + \frac{1}{1,18^3}\right) - 13760 = 58522 \text{ руб.}$$

Результаты расчетов сводим в таблице 6.1.

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.	869,0	896
3.	Эксплуатационные затраты на м-	Руб.	3062	3167
4.	Себестоимость трелевки 1М ³	Руб./м ³	52,0	48
5.	Условно-годовая экономия	Руб.	-	22142
6.	Годовой экономический эффект	Руб.	-	20390
7.	Чистый дисконтированный доход	Руб.	-	58522
8.	Срок окупаемости капитальных	Мес.		6
9.	Рост производительности труда		-	10

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°», 2013. - 400 с.
3. Безопасность жизнедеятельности. Учебник для вузов. С.В.Белов, В.А.Девисилов, А.В.Ильницкая и др. Под общей ред. С.В.Белова -8-е издание – М.: Высшая школа,2009.- 616 с.
4. В.А.Девисилов. 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.