

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет

Институт механизации и технического сервиса

Специальность: 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Специализация: «Автомобили и тракторы»

Кафедра: «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

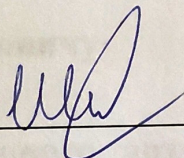
на соискание квалификации (степени) «специалист»

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

Шифр ВКР 23.05.01.223.20. КС.00.00.00. ПЗ

Студент

С251-07 группы



Шакиров Р.Р.

Ф.И.О.

Руководитель

доцент



Хафизов Р.Н.

Ф.И.О.

ученое звание

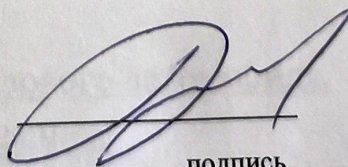
подпись

Обсужден на заседании кафедры и допущен к защите (протокол №11 от
17.06.2020 г.)

И. о. зав. кафедрой

доцент

ученое звание



подпись

Хафизов Р.Н.

Ф.И.О.

Казань – 2020 г.

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет

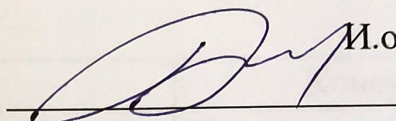
Институт механизации и технического сервиса

Специальность: 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Специализация: «Автомобили и тракторы»

Кафедра: «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

«УТВЕРЖДАЮ»

 И.о. зав. кафедрой
/Хафизов Р.Н./
« 12 » марта 2020 г.

ЗАДАНИЕ

на выпускную квалификационную работу

Студенту: Шакирову Рафилю Радиковичу

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

утверждена приказом по вузу от «22» 05 2020 г. № 178

2. Срок сдачи студентом законченной ВКР 15.06.2020

3. Техническое задание на ВКР _____

- Разработать грузовой автомобиль для выполнения грузоперевозок.
- Тип ходовой части – 4к2,
- Произвести тяговый расчет грузового автомобиля.
- Разработать конструкцию сцепления.
- Разработать технологию изготовления детали
- Разработать мероприятия безопасности жизнедеятельности
- Произвести экономическое обоснование.

4. Перечень подлежащих разработке вопросов: 1. Тягово-экономический расчет проектируемого автомобиля; 2. Эскизная компоновка проектируемого автомобиля; 3. Конструкторская часть; 4. Технологическая часть; 5.

Разработка мероприятий по безопасности жизнедеятельности; 6. Экономическое обоснование ВКР.

5. Перечень графического материала (с указанием обязательных чертежей): Лист 1 – Тягово-скоростные свойства автомобиля; Лист 2 – Эскизная компоновка проектируемого автомобиля; Лист 3 – Технокарта изготовления детали; Лист 4 – Технология сборки нажимного диска; Лист 5 – Маршрутная схема сборки сцепления; Лист 6 – Исследования и оценка управляемости проектируемого автомобиля; Лист 7 – Сцепления сборочный чертеж; Лист 8 – Детализовка конструкции; Лист 9 – Технико-экономические показатели проекта.

6. Консультанты по ВКР

Раздел (подраздел)	Консультант
Технология изготовления детали	Пикмуллин Г.В.
Безопасность жизнедеятельности	Гаязиев И.Н.
Экология и охрана окружающей среды	Гаязиев И.Н.

7. Дата выдачи задания _____ 12.03.2020 _____

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

№ п/п	Наименование этапов ВКР	Срок выполнения	Примечание
1	Тягово-динамический расчет проектируемого автомобиля	20.04.2020	
2	Эскизная компоновка проектируемого автомобиля	27.04.2020	
3	Конструкторская часть	12.05.2020	
4	Технологическая часть	17.05.2020	
5	Безопасность жизнедеятельности и охрана труда	25.05.2020	
6	Экономическое обоснование ВКР	10.06.2020	

Студент _____

(Шакиров Р.Р.)

Руководитель ВКР _____

(Хафизов Р.Н.)

АННОТАЦИЯ

К выпускной квалификационной работе Шакирова Р.Р.
«Проектирование грузового 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 Shakirov R.R. "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:

$$m_a = m_n(1 + \eta_6) + m_n Z_n, \text{ где:}$$

m_n – масса номинальной грузоподъемности, 6000 кг

η_6 – коэффициент снаряженной массы,

$$\eta_6 = a + b / m_n, \text{ где}$$

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

$$\eta_6 = 0,65 + 0,6 / 6000 = 0,6501$$

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 расчётная полная масса автомобиля составит:

$$m_a = 6000 * (1 + 0,6501) + 75 * 3 = 10125 \text{ кг}$$

Для предварительных расчётов 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:

$$m1 = 1/3 m_a = 10000/3 = 3333 \text{ кг.}$$

Принимаем $m1 = 3000 \text{ кг}$

$$m2 = 2/3 m_a = m_a - m1 = 10000 - 3000 = 7000 \text{ кг.}$$

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 автомобиля.....3800 мм
- колея передних колёс.....1930 мм
- грузоподъёмность.....6000 кг
- полная масса автомобиля.....21000 кг
- габаритная высота автомобиля.....2700 мм
- габаритная длина автомобиля.....6755 мм
- габаритная ширина автомобиля.....2422 мм
- высота центра масс.....1500 мм

- внутренние размеры платформы, мм
- длина.....3752;
- ширина.....2326;
- высота.....575.

1.2 Выбор двигателя

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

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

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 колёс (статический).

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

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

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

$$N_\phi = N_e * \eta_{вг} \quad (1.4)$$

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

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

Коэффициент $\eta_{\text{ВГ}}$ зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя и степени использования мощности двигателя. Однако в приближенных расчетах для максимальной подачи топлива можно принять $\eta_{\text{ВГ}} = \text{const}$ 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 $\eta_{\text{ВГ}}$, значения N_e и M_e .

Максимальные обороты двигателя после срабатывания регулятора частоты вращения коленчатого вала

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

1.3 Выбор передаточных чисел трансмиссии

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

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

Трех вальная коробка передач обладает следующими преимуществами

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

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

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

$$U_0 = (0,377 \cdot r_k \cdot n_{e \max}) / (V_{a \max} \cdot U_{\text{клев}}), \text{ где} \quad (1.6)$$

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;

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

$$\text{Поэтому:} \quad U_{\text{кв1}} = \frac{Ga \cdot \psi_{\max} \cdot r_k}{M_{e \max} \cdot U_0 \cdot \eta_{\text{кв}}} \quad (1.7)$$

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

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:

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

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:

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

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

Передаточные числа промежуточных ступеней определяются по формуле:

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

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

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: $M_a = 11000 \text{ кг}$

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

9. коэффициент сопротивления качению колес автомобиля

$$f_0 = 0,013$$

10. Параметры внешней скоростной характеристики двигателя

см. табл.1.1

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

Сила тяги автомобиля:

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

Скорость автомобиля:

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

Результаты расчетов приведены в таблица 1.1.

Таблица 1.1 - Результаты вычислений

1 передача: $U_{кш1} = 7,35$; $P_k = 59,2 * Me$; $Va = 5,67 * 10^{-3} * n_e$								
$Va,$ км/ч	5,67	6,80	7,94	9,07	10,21	11,34	12,47	13,61
P_k, H	28416	29067	32205	32382	31790	30666	29422	27587
2 передача: $U_{кш2} = 4,46$; $P_k = 35,9 * Me$; $Va = 0,94 * 10^{-2}$								
$Va,$ км/ч	9,40	11,28	13,16	15,04	16,92	18,8	20,68	22,56
P_k, H	17232	17627	19530	19637	19278	18596	17842	16729
3 передача: $U_{кш3} = 2,70$; $P_k = 21,7 * Me$; $Va = 1,54 * 10^{-2}$								
$Va,$ км/ч	15,40	18,48	21,56	24,64	27,72	30,80	33,88	36,96
P_k, H	10416	10655	11805	11870	11653	11241	10785	10112
4 передача: $U_{кш4} = 1,65$; $P_k = 13,3 * Me$; $Va = 2,53 * 10^{-2}$								
$Va,$ км/ч	25,30	30,36	35,42	40,48	45,54	50,60	55,66	60,72
P_k, H	6384	6530	7235	7275	7142	6889	6610	6198
5 передача: $U_{кш5} = 1,0$; $P_k = 8,05 * Me$; $Va = 4,17 * 10^{-2} * n_e$								
$Va,$ км/ч	41,70	50,04	58,38	66,72	75,06	83,4	91,74	100,08
P_k, H	3864	3953	4379	4403	4323	4170	4001	3751

Силы сопротивления движению:

$$P_{сопр} = P_f + P_w, \text{ где}$$

P_f -- сила сопротивления качению:

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

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

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

Тогда $P_f = 1401,4 \text{ Н}$

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

F – условная лобовая площадь автомобиля.

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

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

Результаты расчетов приведены в 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

<i>Va, км/ч</i>	20	30	40	50	60	70	80	90	100
<i>f</i>	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,

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

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.		$U_{кш} = 7,35;$				$j = 3,06*(D - f)$			
<i>Va, км/ч</i>	5,67	6,80	7,94	9,07	10,21	11,34	12,47	13,61	
<i>j, м/с²</i>	0,768	0,786	0,875	0,878	0,863	0,829	0,796	0,744	
2 передача.		$U_{кш} = 4,46;$				$j = 5,34*(D - f)$			
<i>Va, км/ч</i>	9,40	11,28	13,16	15,04	16,92	18,8	20,68	22,56	
<i>j, м/с²</i>	0,785	0,801	0,897	0,902	0,881	0,849	0,812	0,753	
3 передача.		$U_{кш} = 2,70;$				$j = 7,36*(D - f)$			
<i>Va, км/ч</i>	15,40	18,48	21,56	24,64	27,72	30,80	33,88	36,96	
<i>j, м/с²</i>	0,611	0,626	0,704	0,704	0,688	0,658	0,620	0,575	
4 передача.		$U_{кш} = 1,65;$				$j = 8,53*(D - f)$			
<i>Va, км/ч</i>	25,30	30,36	35,42	40,48	45,54	50,60	55,66	60,72	
<i>j, м/с²</i>	0,380	0,387	0,437	0,434	0,415	0,387	0,358	0,312	
5 передача.		$U_{кш} = 1,0;$				$j = 9,07*(D - f)$			
<i>Va, км/ч</i>	41,70	50,04	58,38	66,72	75,06	83,4	91,74	100,08	
<i>j, м/с²</i>	0,162	0,167	0,189	0,164	0,139	0,095	0,059	0,004	

Характеристики разгона автомобиля по времени и по пути

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

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

Время и путь разгона автомобиля определяются графо-аналитическим методом, используя график ускорений. Для этого кривые ускорений делятся на равные на каждой передаче участки, соответствующие приращению скорости ΔV_n . 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:

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

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:

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

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

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

Результаты расчетов приведены в таблице 1.7

Таблица 1.7 - Результаты значений мощностей

<i>Va, км/ч</i>	20	30	40	50	60	70	80	90	100
<i>Nw, кВт</i>	0,4	1,2	2,9	5,6	9,7	15,3	22,9	32,6	44,7
<i>Nf, кВт</i>	7,8	12,2	16,8	21,9	27,6	33,9	41,1	49,2	58,4
<i>Nw + Nf, кВт</i>	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.

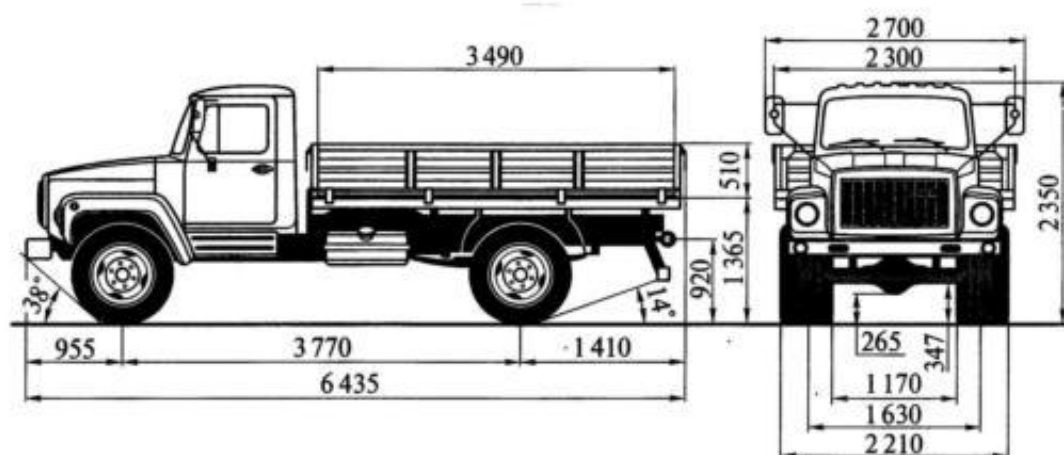


Рисунок 2.1 – ГАЗ 3307

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. Прототипом 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

лучом использовались для снижения риска ослепить водителей транспортных средств, находящихся на встречной полосе. Еще одной новинкой стала аварийная сигнализация в виде мигания обоих указателей поворота. Водительское кресло оснащалось ремнями безопасности. Стяжки и специальные крепления связывали раму самосвала с системой поперечных балок и лонжеронов из стали. Чтобы самосвальнй механизм исправно функционировал, была предусмотрена гидравлика. Она собиралась из: масляного привода; коробки отбора мощности; пневматических клапанов, работающих на электричестве; пневмопривода; клапанов ограничения; гидроцилиндра; масляного насоса; бака; крана управления. Весь механизм запускался из водительской кабины. Особенности самосвала Технические характеристики самосвала ГАЗ соответствуют всем требованиям. Два ведущий мост в конструкции машины оснащен колесным редукторам. Они размещены на балансирной тележке. Колеса самосвала производства ЗИЛ, легкие и простые в эксплуатации, имеют размер 10.00 R20. Колесная формула модели 4х2. Колеса дисковые, с пневматическими шинами и камерами внутри. Подвеска на самосвале рессорная. Двухместная кабина является цельнометаллической и откидываемой. Она размещается над двигателем и оснащена высокой крышей. Мосты грузовика ГАЗ-3307 крепятся к раме через продольные рессоры, имеющие полуэллиптическую форму. В передней подвеске рессоры дополнены парой телескопических амортизаторов гидравлического типа. Концы рессор заделаны в резиновые опорные подушки. При этом кабина имеет надежную шумоизоляцию и утепление. На грузовой автомобиль ГАЗ-3307 устанавливался бензиновый 125-сильный двигатель ЗМЗ 511.10, позаимствованный у предшественника – грузового ГАЗ-53-12. Мотор имеет два блока цилиндров, по четыре в каждом, установленных V-образно. Двигатель оснащен бесконтактной транзисторной системой зажигания и системой рециркуляции газов. Конструкция фрикционная. Для охлаждения используется принудительная жидкостная система, циркуляция осуществляется помпой, с приводом

ремнем от коленчатого вала. В состав системы входит термостат, поддерживающий температурный режим и ускоряющий прогрев силового агрегата. Часть ГАЗ-3307 оснащалась предпусковым устройством, упрощающим запуск при низких температурах. В качестве топлива используется бензин из системы питания двигателя. Платформа цельнометаллическая, оснащенная системой подогрева и возможностью опрокидывания. Благодаря этому разгрузка происходит назад. Этой процедурой можно управлять дистанционно. Максимальный угол наклона составляет 60 градусов. Передний борт имеет наклон. Платформа коробчатого типа, сварная. На грузовом автомобиле ГАЗ-3307 использовалось сцепление сухого типа, оснащенное одним рабочим диском. В состав сцепления входит демпфер, гасящий вибрации, возникающие при работе. Выключение сцепления производится гидравлическим приводом, действующим от педали. Сцепление передает крутящий момент на первичный вал 4-скоростной коробки, имеющей прямую высшую передачу.

Рисунок 2.1 – Техническая характеристика автомобиля ГАЗ

	53-12	3307	3308	Земляк	Next
Длина, мм	6395	6550	6347	6430	6435
Ширина, мм	2020	2380	2340	2340	2307
Высота, мм	2220	2350	2595	2520	2418
Колесная база, мм	3700	3770	3770	3770	3770
Полная масса, кг	7700	7850	6450	8150	8700
8700	90	90	95	90	110
Расход топлива, л/100 км (бен/диз)	24	19,6/20	22/17	16	18

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 понадобиться 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.

Эскизная компоновка проектируемого тратора приведена на рисунках
2.2.

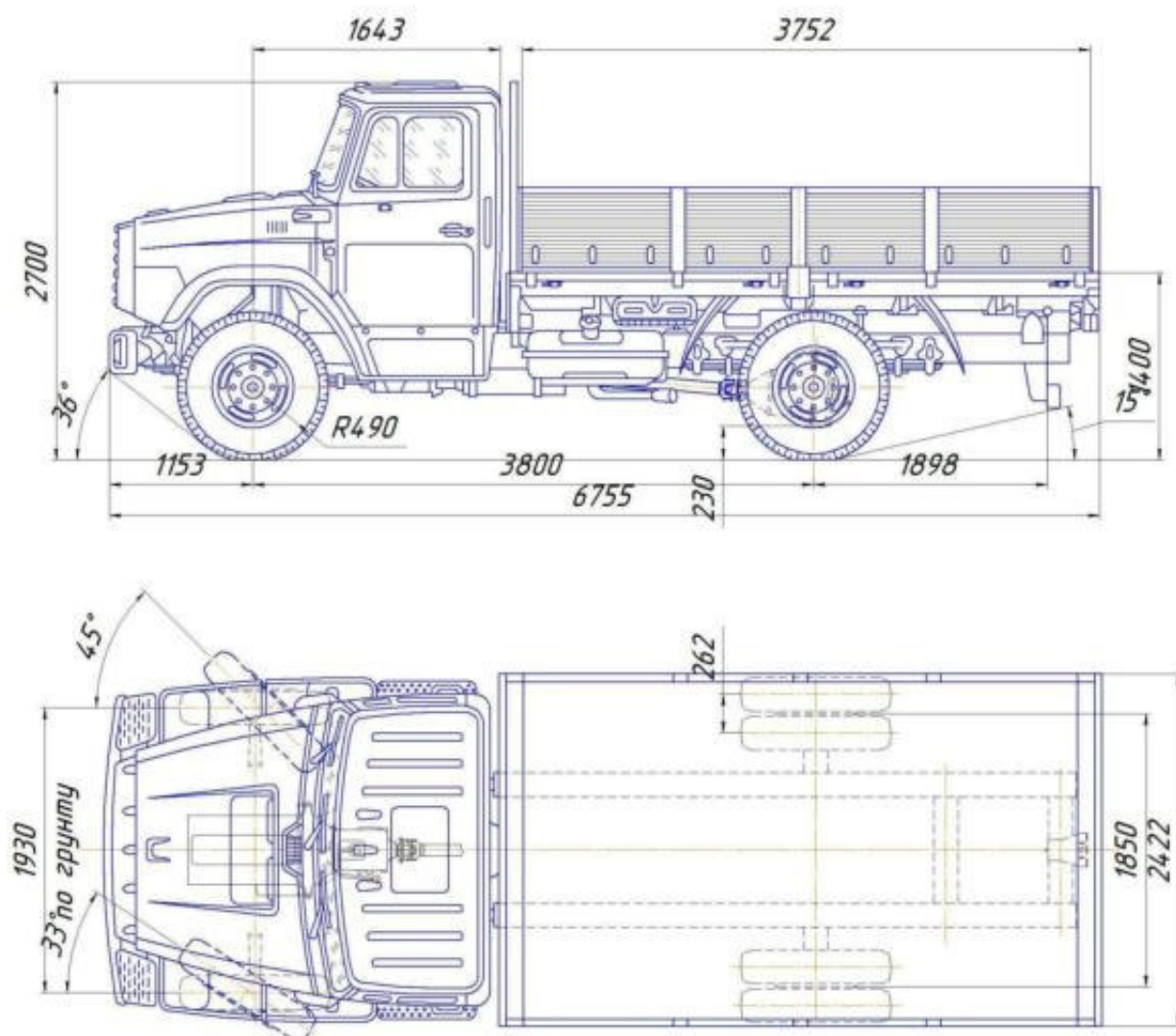


Рисунок 2.2 – Эскизная компоновка проектируемого грузового автомобиля

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.

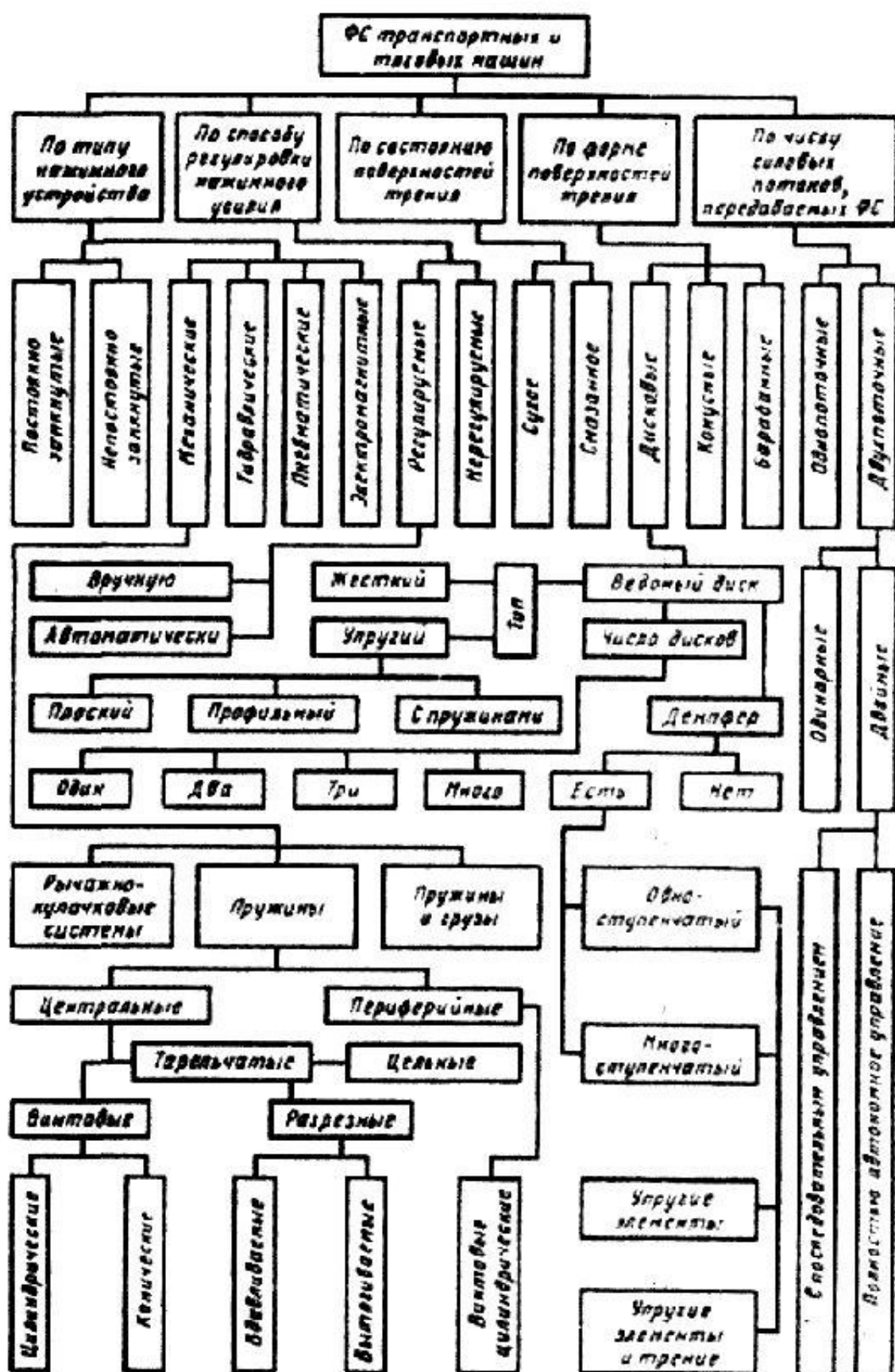


Рисунок 3.1 - Классификация сцеплений

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:

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

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.

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

R_{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 плавности включения пружины демпфера крутильных колебаний.

Для обеспечения полноты включения, необходимой при передаче полного момента двигателя без пробуксовывания, предусматривают

специальные регулировки сцепления и его привода. Эти регулировки предназначены для создания необходимого зазора между подшипником муфты выключения сцепления и концами рычагов выключения, а следовательно, пропорционального этому зазору холостого хода педали.

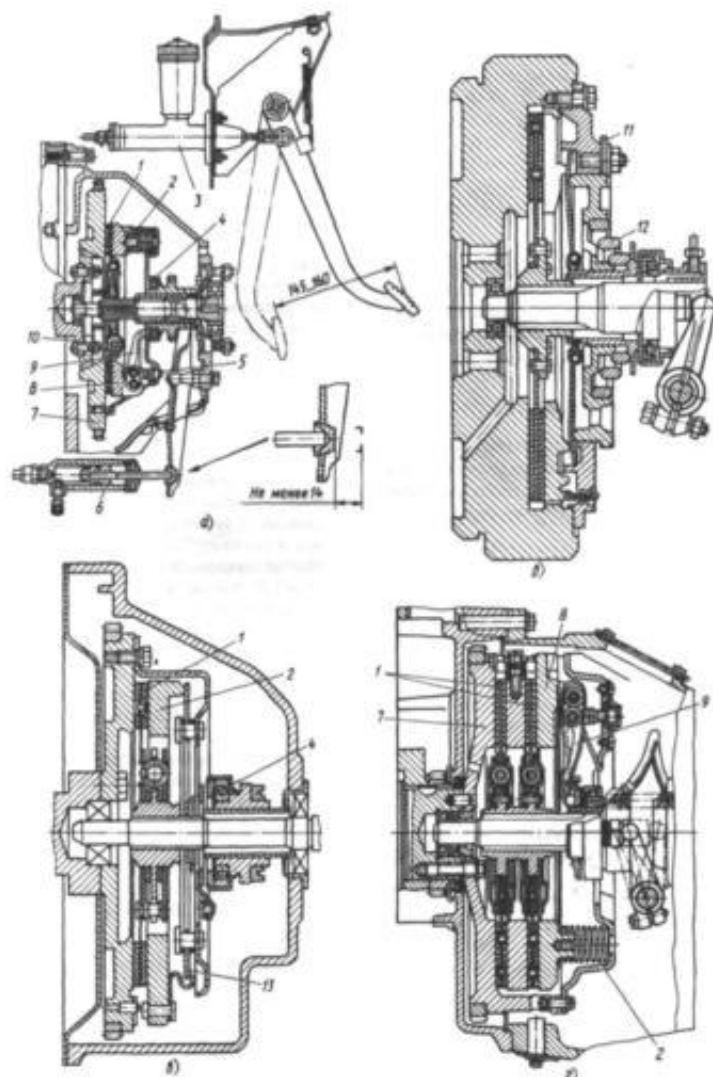


Рисунок 3.2 - Основные типы конструкций сцеплений:

а - однодисковое с периферийными пружинами, б - однодисковое с центральной конической пружиной, в - однодисковое с диафрагменной пружиной, г - двухдисковое с периферийными пружинами, 1 - ведомый диск, 2 - пружина, 3 - главный цилиндр, 4 - выжимной подшипник, 5 - регулировочная гайка, 6 - рабочий цилиндр, 7 - маховик двигателя, 8 - нажимной диск, 9 - рычаг выключения, 10 - пружина гасителя

крутильных колебаний, 11 - прокладки, 12 - центральная пружина, 13 - диафрагменная пружина

При значительном износе трущихся поверхностей зазор уменьшается, и рычаги выключения упираются в подшипник муфты выключения, что препятствует созданию пружинами необходимого нажимного усилия.

В ряде конструкций сцеплений с гидроприводом, например в автомобиле ГАЗ-3102 (рис. 3.2, а), регулировка зазора между подшипником муфты выключения и концами рычагов отсутствует, и подшипник муфты выключения постоянно прижимается с небольшой силой к концам рычагов. По мере износа трущихся поверхностей концы рычагов перемещают подшипник с муфтой выключения сцепления и через вилку выключения, и толкатель рабочего поршня вытесняют соответствующее количество жидкости в главный цилиндр привода сцепления. При этом регулировочный размер между толкателем и поршнем главного цилиндра сохраняется. Такая конструкция упрощает обслуживание сцепления.

Чистота выключения. Полное разъединение двигателя и трансмиссии в однодисковых сцеплениях достигается созданием необходимого отвода нажимного диска; в двухдисковых сцеплениях (а также трехдисковых, имеющих унифицированные с двухдисковыми элементы) должно предусматриваться для принудительного отвода внутреннего диска специальное устройство. Оно предназначено для установки внутреннего нажимного диска в положение, при котором оба ведомых диска находятся в свободном состоянии, когда наружный нажимной диск принудительно отводится при выключении сцепления. Различные конструктивные решения устройств принудительного отвода внутреннего нажимного диска показаны на рис. 1.3.

В сцеплениях автомобилей КамАЗ равноплечий рычаг автоматически устанавливает средний нажимной диск на одинаковом расстоянии от маховика и наружного нажимного диска (рис. 1.3, а). В сцеплениях автомобилей МАЗ стержень связан со средним нажимным диском, имеющим

разрезное пружинное кольцо, которое позволяет перемещаться этому диску на расстояние, равное зазору между пружинным кольцом и скобой (рис. 1.3, б). При износе накладок ведомого диска пружинное кольцо усилием нажимных пружин сцепления устанавливается в новое положение. Таким образом, регулирование происходит автоматически. На рис. 1.3, в показан периодически регулируемый в эксплуатации упорный стержень.

Величина отвода $s = \Delta \cdot i$ наружного нажимного диска должна обеспечивать необходимый зазор Δ между трущимися поверхностями, значения которого приведены ниже.

Сцепления:

- однодисковые 0,5...0,7 мм
- двухдисковые 0,5...0,7 мм
- многодисковые 0,25...0,3 мм

Чистота выключения, как и полнота включения, в процессе эксплуатации должны поддерживаться монтажной и эксплуатационной регулировками.

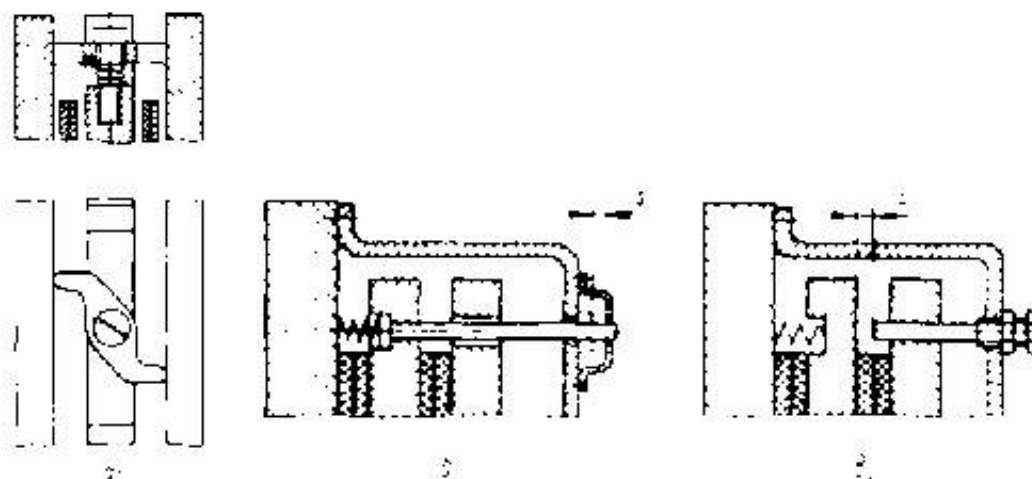


Рисунок 3.3 - Схемы различных устройств для отвода внутреннего нажимного диска при выключении двухдискового сцепления

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_{in} вращающихся частей двигателя:

$$M_c = M_k + M_{in}; \quad (1.4)$$

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

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

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 полукardanый 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 трансмиссии, вызывают относительное угловое перемещение ведомого

диска 1 и его ступицы 2 за счет деформации пружин гасителя, сопровождающееся трением фрикционных элементов гасителя.

Работа трения гасителя определяется усилием P_z , сжимающим его фрикционные кольца, коэффициентом трения μ средним радиусом r_{cp} фрикционных колец, относительным углом φ перемещения элементов (углом буксования), числом пар трения i гасителя крутильных колебаний

$$L_{тр.з} = P_z \mu r_{cp} \varphi i \quad (1.8)$$

Момент трения $M_{тр.з} = (0,15...0,20)M_{к\ max}$. Для некоторых конструкций момент трения устанавливается при сборке на заводе и не регулируется в процессе эксплуатации (рис. 3.4, в). По мере износа фрикционных колец момент трения снижается, что может привести к полному прекращению выполнения этим механизмом функций гасителя.

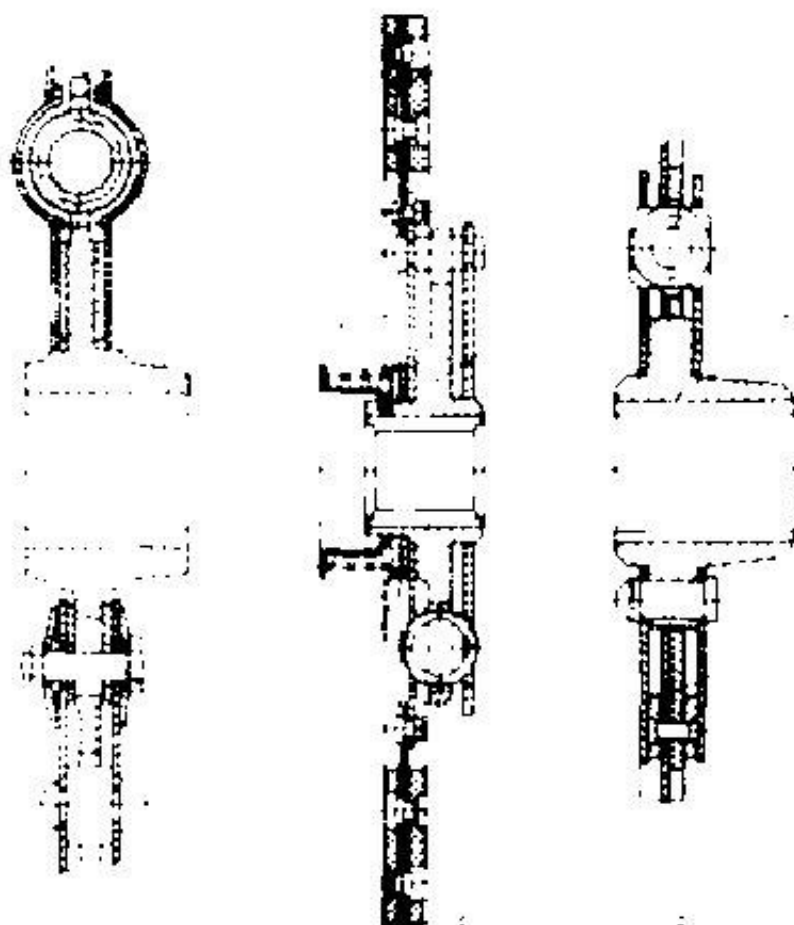


Рисунок 3.4 - Конструкции гасителей крутильных колебаний

а - МАЗ, б - ГАЗ-3102, в - ЗИЛ-431410

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 $M_z = (1,2...1,3)M_{сшх}$. 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 примерно в 2 раза, а длина сцепления уменьшается в результате совмещения

одной деталью функций нажимной пружины и рычагов выключения. Диафрагменная пружина обеспечивает равномерное распределение нажимного усилия по всей накладке. Важным преимуществом диафрагменной пружины, по сравнению с периферийными, является то, что при повышенной угловой скорости центробежные силы не искажают ее характеристику. Как видно из упругой характеристики, для удержания сцепления в выключенном состоянии требуется меньшее примерно на 30%, чем в момент начала выключения, усилие.

В некоторых конструкциях сцеплений с диафрагменной пружиной выпуклая сторона пружины 1 направлена внутрь сцепления (рис. 3.6). При этом опоры пружины имеют иное расположение (см. рис. 3.2, в), что позволяет несколько уменьшить толщину сцепления, однако усложняется привод, так как для выключения сцепления перемещение нажимной муфты с подшипником должно иметь направление, обратное по сравнению с направлением перемещения в обычном сцеплении.

Сцепления с диафрагменными пружинами находят широкое применение не только на легковых, но и на грузовых автомобилях и автобусах. Ранее возможности использования диафрагменных пружин были ограничены технологическими трудностями их изготовления, которые в настоящее время преодолены.

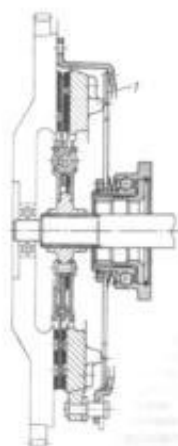


Рисунок 3.5 - Сцепление с диафрагменной пружиной
(выпуклость пружины направлена внутрь сцепления)

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:

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

$i_{п.с.}$ - 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 гидромуфт. 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.

Сцепления специальных типов

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 $P_{\text{груз}}$, изменяющееся в зависимости от угловой скорости ω_e коленчатого вала двигателя по параболическому закону, суммируется с усилием пружин $P_{\text{пр}}$.

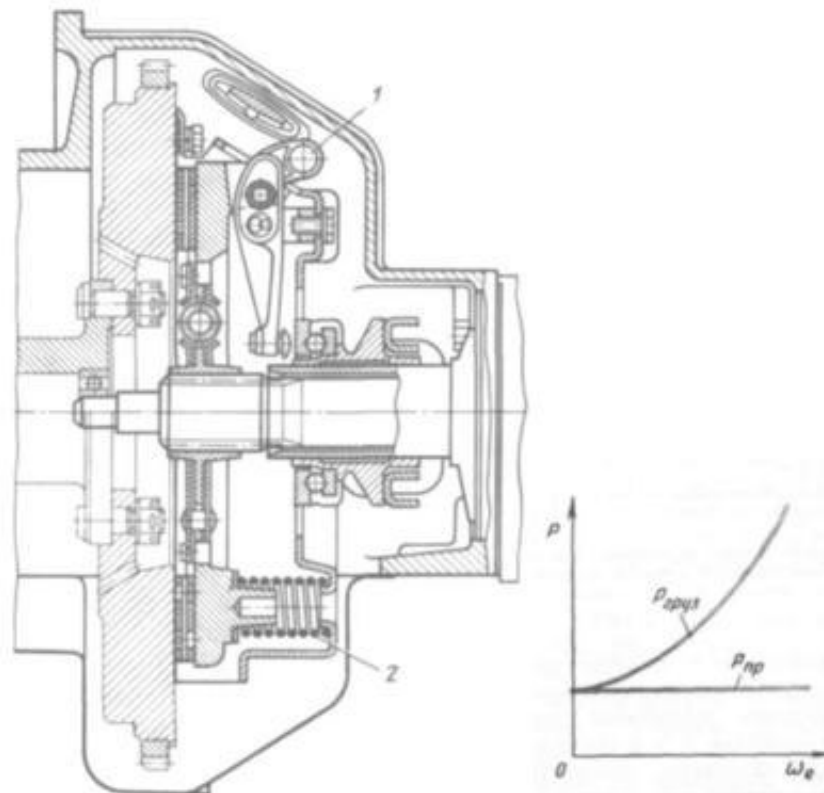


Рисунок 3.6 - Полуцентробежное сцепление

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.

Центробежные сцепления. В таких сцеплениях давление на нажимной диск создается центробежными грузиками. Центробежные сцепления нормально разомкнутые, т.е. при малой угловой скорости коленчатого вала, а также при неработающем двигателе сцепление выключено. Схема и конструкция одного из центробежных сцеплений показаны на рис. 3.7. В выключенном состоянии сцепления реактивный диск 2 зафиксирован в осевом направлении в положении, показанном на схеме. Фиксация обусловлена тем, что этот диск удерживается рычагами 5 выключения, концы которых упираются в подшипник муфты 6 выключения.

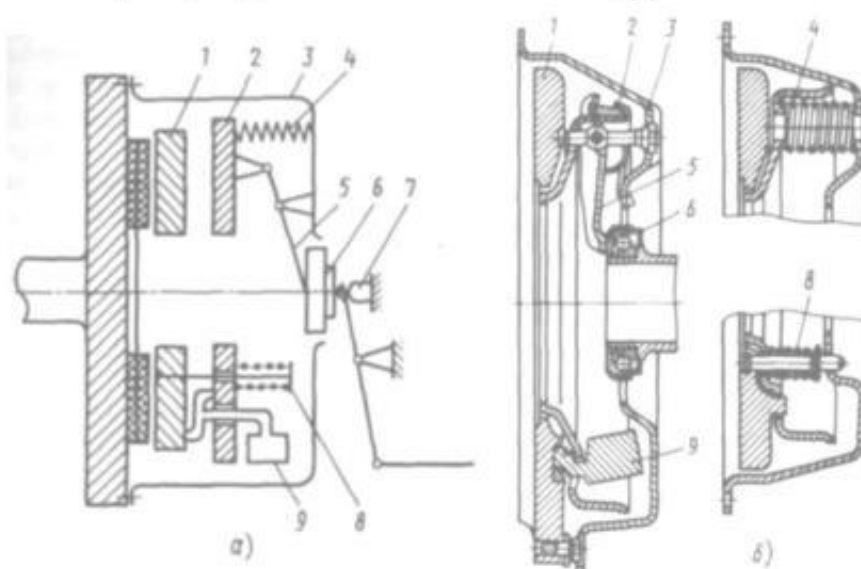


Рисунок 3.7 - Центробежное сцепление. а - схема, б - конструкция

Перемещению вправо самого подшипника вместе с нажимной муфтой препятствует упор 7 (на рисунке 3.7, б не показан). Нажимной диск 1 отжимными пружинами 8 подтягивается к реактивному диску 2, что обеспечивает необходимый зазор между ведущими и ведомыми элементами сцепления.

По мере увеличения угловой скорости коленчатого вала двигателя центробежные грузики 9 под действием центробежных сил расходятся и, упираясь пятками в нажимной диск 1 и реактивный диск 2, заставляют нажимной диск перемещаться влево, создавая при этом давление на ведомый диск. При небольшой деформации пружин 4, что имеет место даже при малом увеличении угловой скорости, рычаги выключения 5 поворачиваются на опорах и между концами рычагов и подшипником муфты выключения 6 образуется необходимый зазор.

При торможении автомобиля до полной остановки сцепление автоматически выключается, не позволяя двигателю остановиться. Для переключения передачи необходимо принудительно выключать сцепление при помощи педали. Для торможения двигателем на малых скоростях движения (например, на спуске), а также для пуска двигателя буксированием автомобиля необходимо отодвинуть упор 7, для чего предназначен специальный привод (с места водителя). В этом случае сцепление включается под действием пружин 4, которые упираются в картер 3, и становится постоянно замкнутым.

Центробежное сцепление автоматизирует управление лишь частично. В некоторых конструкциях автоматических сцеплений центробежное сцепление применяется в качестве одного из его элементов.

Гидравлические сцепления (гидромуфты). Гидромуфты на автомобиле в качестве самостоятельного агрегата, выполняющего функции сцепления, не используют, так как они не могут обеспечить чистоты выключения. Кроме того, большой момент инерции турбинного колеса не

дает возможности безударного переключения передач. Поэтому в тех случаях, когда применялась гидромуфта, последовательно с ней устанавливалось фрикционное сцепление. Фрикционное сцепление служит лишь для переключения передач, а функцию буксования выполняет гидромуфта. Это дает возможность применять в фрикционном сцеплении пружины, обеспечивающие минимальный коэффициент запаса, тем самым облегчая управление им. Так на автомобиле-самосвале МАЗ-525 применялась гидромуфта (рисунок 3.8) с последовательно установленным за ней двухдисковым фрикционным сцеплением. Соединение этих механизмов осуществлялось короткой карданной передачей.

При установке на автомобиле гидромуфты увеличивается плавность трогания автомобиля с места, устойчивость движения автомобиля в тяжелых дорожных условиях с малой скоростью при достаточно высокой угловой скорости коленчатого вала двигателя и большом крутящем моменте (за счет проскальзывания гидромуфты); снижаются динамические нагрузки в трансмиссии; разобщение двигателя и трансмиссии при торможении происходит автоматически, когда скорость автомобиля снижается, что не позволяет двигателю остановиться.

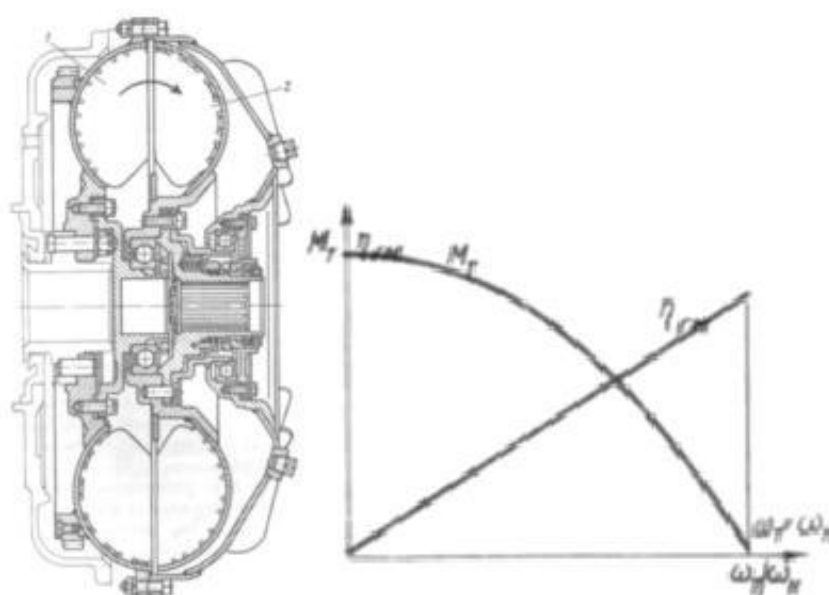


Рисунок 3.8. Гидромуфта и ее характеристика. 1 - насосное колесо, 2 - турбинное колесо

Ведущее лопастное насосное колесо 1 гидромуфты связано с коленчатым валом двигателя, а ведомое лопастное турбинное колесо 2 - с трансмиссией. Оба колеса помещены в корпусе, заполненном примерно на 4/5 своего объема турбинным маслом. Радиально расположенные лопасти обычно выполняют плоскими. При вращении насосного колеса кинетическая энергия жидкости, расположенной между лопастями и движущейся под действием центробежной силы, передается турбинному колесу. Передача энергии может происходить только в том случае, если турбинное колесо вращается с меньшей скоростью, чем насосное. Таким образом передача энергии в гидромуфте может иметь место только при относительно проскальзывании лопастных колес, когда между лопастями насосного и турбинного колес обеспечивается циркуляция жидкости (на рисунке показана стрелкой).

Момент на насосном колесе всегда равен моменту на турбинном колесе:

$$M_n = M_m$$

Разница угловых скоростей обуславливает то, что мощности N_n и N_m соответственно на насосном и турбинном колесах не равны:

$$N_n = M_n \cdot \omega_n, \quad N_m = M_m \cdot \omega_m.$$

Таким образом, КПД гидромуфты

$$\eta_{зм} = N_m / N_n = \omega_m / \omega_n.$$

При остановленной турбине момент M_t максимален, а $\eta_{зм} = 0$.

Гидромуфты не получили широкого применения, в первую очередь потому, что при их установке снижается топливная экономичность автомобиля, причиной чего является неизбежное проскальзывание при передаче мощности, которая расходуется на нагрев жидкости. При передаче

максимальной мощности потери на проскальзывание составляют 1...3%. Второй причиной, препятствовавшей широкому применению гидромuft, являлось увеличение сложности, металлоемкости и стоимости трансмиссии.

Электромагнитные сцепления. Эти сцепления являются одним из видов сцеплений с автоматическим управлением. При установке на автомобиль сцепления с автоматическим управлением педаль сцепления обычно отсутствует, и поэтому такие автомобили называют автомобилями с двухпедальным управлением.

Конструкции механизмов сцеплений, применяемых при автоматическом управлении, могут быть различными, а автоматизация управления достигается при использовании вакуумного, пневматического, гидравлического, электрического или комбинированного привода.

Сцепление с автоматическим управлением должно обеспечивать: автоматическое выключение на режиме холостого хода двигателя; быстрое выключение при переключении передач; плавность и различную скорость включения при трогании и переключении передач; пуск двигателя буксированием и торможение двигателем.

Для выполнения перечисленных функций некоторые конструкции автоматических сцеплений имеют два автономных механизма, объединенных в одном агрегате: сцепление трогания (обычно центробежное) и сцепление переключения передач, обеспечивающее разъединение двигателя и трансмиссии. Однако при этом усложняется конструкция и значительно увеличивается стоимость. Массового применения на автомобилях такие сцепления не получили. Достоинством электромагнитных сцеплений является сравнительная простота автоматизации управления. Особенностью сцеплений этого типа является совмещение выполнения двух функций (трогания и переключения передач) в одном механизме. Конструктивно они выполняются как фрикционные сцепления с электромагнитным созданием нажимного усилия или как электромагнитные - порошковые.

Схема фрикционного постоянно разомкнутого сцепления с созданием нажимного усилия электромагнитными силами показана на рис. 1.11. В этом сцеплении нажимной диск 2 при помощи пальцев жестко связан с диском 4, в котором размещен электромагнит 8. К электромагниту через контактные кольца 5 и щетки 7 подводится ток от генератора. Якорь 3 электромагнита жестко связан с кожухом 1 сцепления, закрепленным на маховике двигателя.

При малой угловой скорости ω коленчатого вала двигателя сцепление остается выключенным пружинами 9. По мере увеличения угловой скорости ток, подводимый к электромагниту, создает магнитное поле и электромагнит подтягивается к якорю; вместе с электромагнитом перемещается нажимной диск, создавая давление на ведомый диск. Сила тока регулируется сопротивлением обмотки возбуждения генератора, зависящим от положения педали сцепления. При переключении передач электрическая цепь питания электромагнита разрывается контактным устройством в рычаге переключения передач и сцепление выключается. Муфта 6 блокировки сцепления служит для пуска двигателя буксированием.

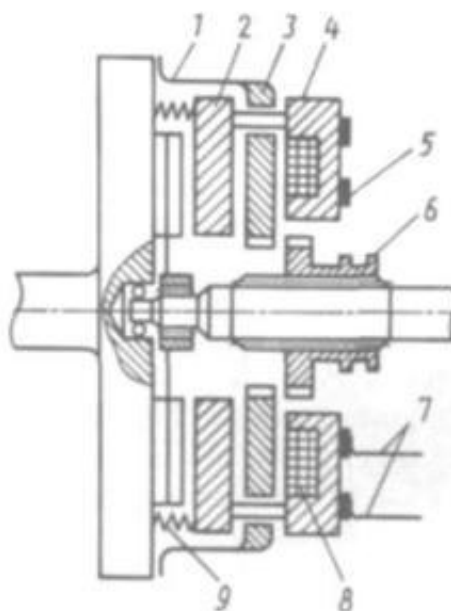


Рисунок 3.9 - Схема фрикционного сцепления с созданием нажимного усилия электромагнитными силами

Электромагнитное порошковое сцепление получило некоторое распространение на автомобилях малого класса. В частности, оно устанавливалось до последнего времени на автомобиле ЗАЗ-968Б “Запорожец” (для инвалидов). Конструкция магнитно-порошкового нормально разомкнутого сцепления ЗАЗ приведена на рис. 3.10.

Ведущим элементом сцепления является маховик 1 с закрепленным на нем магнитопроводом 2. Ведомый элемент - диски 8 из немагнитного материала жестко связан со ступицей, установленной на шлицах ведущего вала коробки передач. К дискам прикреплены два магнитопровода 6 и 7. В картер сцепления запрессован магнитопровод 3 с обмоткой возбуждения 4. Один конец обмотки возбуждения соединен с массой, а другой - с выводом 5. Магнитопроводы 2, 6 и 7 разделены воздушными зазорами, в которые засыпан ферромагнитный порошок, обладающий высокими магнитными свойствами.

При отсутствии тока в обмотке возбуждения между ведущими и ведомыми элементами сцепления силовой связи нет - сцепление выключено. Если к обмотке возбуждения подводится ток, то создается магнитное поле, которое воздействует на ферромагнитный порошок, вследствие чего частицы порошка взаимно притягиваются и одновременно притягиваются к магнитопроводам 2 и 6, 7. Создается силовое взаимодействие между ведущими и ведомыми элементами сцепления.

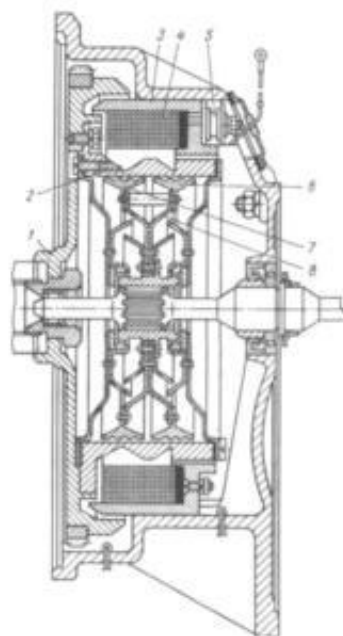


Рисунок 3.10 - Электромагнитное порошковое сцепление 3А3-968Б

Силовая связь зависит от силы тока, поступающего в обмотку возбуждения. При малой силе тока сцепление пробуксовывает, что необходимо при трогании автомобиля. По мере увеличения силы тока буксование уменьшается вплоть до полной блокировки ведущих и ведомых элементов. Длительное пробуксовывание, несмотря на хороший теплоотвод, приводит к нежелательным результатам: ферромагнитный порошок в результате трения измельчается, окисляется и теряет магнитные свойства. Периодически порошок необходимо заменять. Кроме того, длительное буксование приводит к перегреву обмотки возбуждения, увеличению ее сопротивления, а иногда и к выходу из строя. Существенным недостатком такого сцепления является постоянное потребление электроэнергии (примерно 50 Вт).

3.2 Основные элементы фрикционного сцепления

Нажимной диск. Для передачи части крутящего момента двигателя этот диск должен иметь силовую связь с маховиком в тангенциальном направлении и возможность перемещения в осевом направлении при

включении и выключении сцепления. Схемы различных способов обеспечения связи нажимных дисков с маховиком приведены на рис. 1.13. Наиболее простой способ - применение упругих пластин, закрепленных одним концом на нажимном диске, другим - на кожухе сцепления (рис. 1.13, а). Другие способы более сложные; кроме того, при выключении сцепления необходимо дополнительно к усилию для сжатия нажимных пружин, преодолеть трения между элементами, через которые передается усилие от диска к маховику или кожуху сцепления.

В сцеплениях автомобилей ГАЗ связь осуществляется бобышками нажимного диска, которые входят в окна, выфрезерованные в кожухе сцепления (рис. 3.11, б). В сцеплениях ряда автомобилей (КамАЗ, МАЗ и др.) нажимные диски связаны с маховиком при помощи четырех шпиров на каждом диске (рис. 1.13, в), которые входят в пазы, имеющиеся в маховике.

В однодисковом сцеплении нажимной диск передает половину крутящего момента двигателя; в двухдисковом сцеплении средний нажимной диск передает половину крутящего момента, а наружный нажимной диск - четверть крутящего момента. Это следует учитывать при определении нагрузок в элементах связи нажимных дисков с маховиком двигателя.

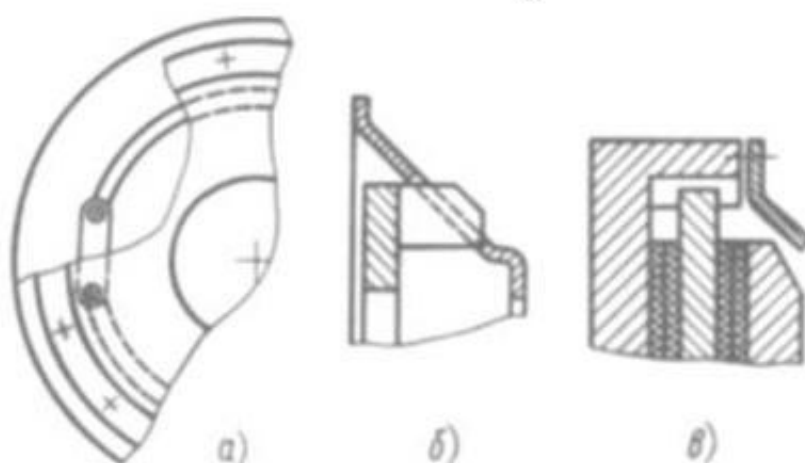


Рисунок 3.11 - Схемы способов обеспечения связи нажимного диска с маховиком

Нажимные диски выполняются массивными для поглощения теплоты, соответствующей передаваемой ими доле крутящего момента при буксовании сцепления. Поверхность нажимного диска, обращенная к ведомому диску, шлифуется. Для лучшего отвода теплоты нажимные диски иногда имеют вентиляционные радиальные каналы. Нажимной диск (в некоторых конструкциях в сборе с кожухом) подвергается статической балансировке. Допускаемый дисбаланс 2...3 Н·м. Нажимные диски выполняются из чугуна марки СЧ 21-40; СЧ 21-44.

Рычаги выключения сцепления. Шарнирная связь их с опорами в нажимном диске и в кожухе сцепления может быть обеспечена установкой рычагов на игольчатых подшипниках, при этом потери на трение при управлении сцеплением минимальны. В эксплуатации игольчатые подшипники являются одним из слабых мест сцепления: смазочный материал в подшипники закладывают только при сборке; угловой диапазон перемещения подшипника небольшой, что приводит к значительному местному износу под действием нагруженных иглок. В некоторых конструкциях сцеплений наблюдается сильный износ концов рычагов, в которые упирается подшипник выжимной муфты при включении сцепления, несмотря на то, что рабочие поверхности рычагов подвергают цементации или азотированию. В некоторых конструкциях сцеплений грузовых автомобилей для предотвращения износа концов рычагов к ним прикрепляется опорная шайба, в которую упирается подшипник выжимной муфты при включении сцепления (автомобили МАЗ, КамАЗ и др.).

При выключении сцепления, когда рычаги из наклонного положения перемещаются в горизонтальное, расстояние между опорами рычага меняется. Для обеспечения кинематического согласования перемещений рычага (углового перемещения) вилка, в которой размещен игольчатый подшипник опоры, связанной с кожухом сцепления, опирается на кожух сцепления через регулировочную гайку со сферической поверхностью и, таким образом, позволяет опоре рычага перемещаться по дуге. Вилка

фиксируется от осевого перемещения конической пружиной (автомобили ГАЗ) или упругими пластинами (автомобили ЗИЛ).

Материал рычагов обычно сталь 10, сталь 15. Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_{из}] = 300$ МПа. Иногда материалом для рычагов служит ковкий чугун. В этом случае допускаемое напряжение примерно вдвое ниже, чем для стали.

Ведомый диск сцепления. Ступица, диск с фрикционными накладками и гаситель крутильных колебаний - элементы ведомого диска, который центрируется по ступице и подвергается статической балансировке (в сборе). Для предохранения диска от коробления при нагреве в нем выполняются радиальные прорезы. Диск должен обладать упругостью, чтобы обеспечить плавность включения сцепления. Достигается это различными конструктивными мероприятиями. Например, в сцеплениях автомобилей ВАЗ сектора ведомого диска имеют выпуклости, поочередно направленные в противоположные стороны. Одна накладка приклепывается к секторам, направленным в одну сторону, другая накладка приклепывается к секторам, направленным в другую сторону. В сцеплении автомобиля ГАЗ-3102 "Волга" к диску приклепаны пластинчатые пружины волнообразной формы, на которых заклепками крепятся фрикционные накладки (рис. 3.12).

В двухдисковых сцеплениях упругие диски обычно не используются, так как это приводит к увеличению хода нажимных дисков при выключении и хода нажимных дисков при выключении и хода педали. Однако при установке упругих дисков на опытных образцах двухдисковых сцеплений значительно увеличился срок службы фрикционных накладок. По-видимому, при применении усилителя привода сцепления, когда передаточное число привода может быть уменьшено и ход педали ограничен, использование упругих дисков в двухдисковых сцеплениях целесообразно.

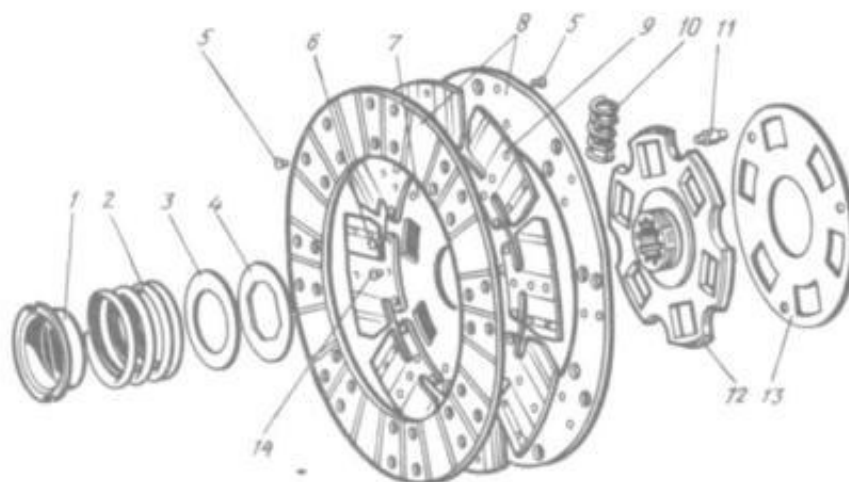


Рисунок 3.12 - Ведомый диск сцепления автомобиля ГАЗ-3102:

1 - втулка с упорным фланцем, 2 - пружина гасителя (нажимная), 3 - теплоизолирующая шайба, 4 - фрикционная шайба, 5 и 6 - заклепки, 7 и 13 - диски, 8 - фрикционные накладки, 9 - пластинчатые пружины, 10 - одна из пружин гасителя, 11 - упорный палец, 12 - ступица, 14 - балансирующий грузик

Материал диска - высокоуглеродистая сталь 60Г, 65Г. Диск соединяется с фланцем ступицы при помощи заклепок или болтов.

Число пружин гасителя обычно шесть или восемь, редко - больше. Параметры пружины: диаметр проволоки $d_{пр} \cong 3...4$ мм; средний диаметр витка $D_{в} = 15...18$ мм; полное число витков 5...6; жесткость пружины 100...300 Н/мм. Для пружинной стали допускаемое напряжение $[\tau] = 700...900$ МПа.

Материал ступицы ведомого диска - легированная сталь типа 40Х, допускаемое напряжение смятия $[\sigma_c] = 15...30$ МПа, допускаемое напряжение кручения $[\tau] = 5...15$ МПа.

Фрикционные накладки. К накладкам предъявляется ряд требований: высокий коэффициент трения, мало изменяющийся от температуры, давления, скорости буксования (по ГОСТ 1786 в зависимости от материала $\mu = 0,28...0,62$); высокие износоустойчивость и прочность (накладки должны выдерживать без разрыва угловую скорость, в 2 раза превышающую

максимальную угловую скорость двигателя); плавное, пропорциональное нажимному усилию нарастание силы трения; достаточная термостойкость и теплопроводность. При этом конструкция сцепления должна быть такой, чтобы обеспечить хороший теплоотвод. Температура накладок не должна превосходить при длительной работе 200°C , при кратковременной 350°C .

До последнего времени для фрикционных сцеплений в основном применялись асбофрикционные накладки, в состав которых входят асбест, наполнители, связующие. В настоящее время применение асбеста в фрикционных накладках не допускается. Это связано с тем, что производство, где в воздухе содержится асбестовая пыль, экологически опасно.

Добавление наполнителей обусловлено необходимостью придать накладке ряд необходимых свойств: износостойкости - смоляные частицы и графит; теплопроводности и плавности включения - медь, латунь, бронза, алюминий в виде порошка, стружки или проволоки; стабильности коэффициента трения - цинк; уменьшения износа и задираобразования - свинец (ухудшает термостойкость).

Связующие материалы определяют фрикционные свойства, износостойкость и термическую стойкость. В качестве связующих применяются фенолформальдегидные смолы и их модификации, синтетические каучуки, а также комбинации смол и каучуков.

Кожух сцепления. Кожух сцепления изготавливают из малоуглеродистой стали (методом глубокой вытяжки) или из чугуна (методом литья). Центрирующими элементами являются установочные штифты, болты или центрирующий буртик на маховике. Для отвода теплоты от нагретых деталей кожух имеет окна, которые обеспечивают необходимую вентиляцию.

Вилка выключения сцепления. Конструктивно вилка может быть выполнена за одно целое с вильчатым рычагом и опираться на шаровую опору. При этом муфта выключения сцепления, а следовательно, и нажимной

диск перемещаются без перекосов. Металлоемкость вилки в этом случае минимальна.

В большинстве конструкций сцеплений грузовых автомобилей вилка закреплена на валу или выполнена вместе с валом, который установлен во втулках картера сцепления.

Подшипник выключения сцепления. Установленный на муфте, обычно герметичный, подшипник в процессе эксплуатации не смазывают. Он может воздействовать при выключении сцепления непосредственно на концы рычагов выключения или через опорное кольцо, что предпочтительнее. В сцеплениях с диафрагменной пружиной подшипник при выключении сцепления упирается в концы лепестков через фрикционное кольцо. В некоторых конструкциях подшипник упирается непосредственно в концы лепестков. Это допустимо при высоком качестве подшипника выключения сцепления.

В результате выполненного анализа известных конструкций сцеплений для разработки в курсовом проекте с учетом принятых условий эксплуатации автомобиля принимаемая схема постоянно замкнутого сухого фрикционного однодискового сцепления с диафрагменной пружиной обратного выжима. Такая схема установки диафрагменной пружины применяется при тяжелых условиях эксплуатации и обеспечивает снижение свободного хода педали при выключении за счет отсутствия зазоров между пружиной и подшипником муфты выключения, и меньшие рабочие напряжения в пружине за счет большей компоновочной свободы при установлении геометрических параметров пружины.

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:

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

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_o - 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 $P_o = 0,15$ МПа);

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

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

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

Тогда средний радиус составит:

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

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

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

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

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

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:

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

Расчетный момент трения в сцеплении

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

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

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

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

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:

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

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)

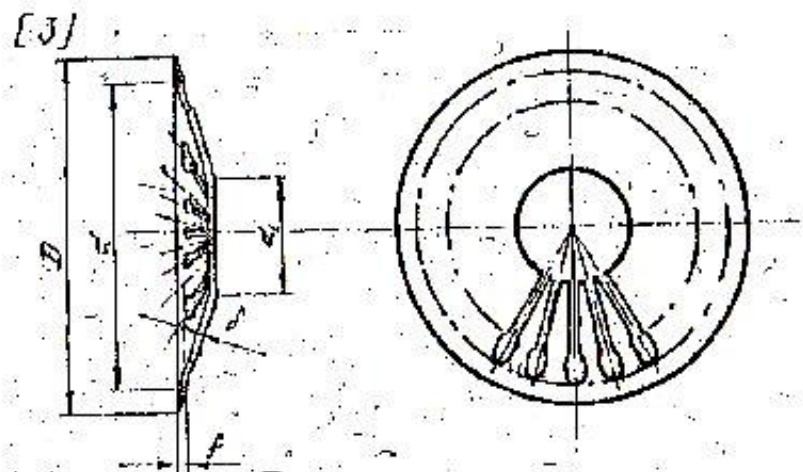


Рисунок 3.13 - Схема диафрагменной пружины

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

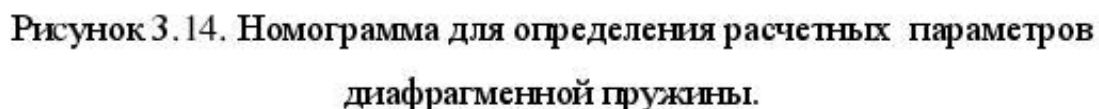
С этой целью задаёмся отношением P_{max} / P_{min} , выбирая его в пределах 1,15....1,45, где. P_{max} - максимальное усилие, создаваемое диафрагменной пружиной, можно принять $P_{max} = P$.

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 ($f / \delta = 1,75$).


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

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 $D^2 \sigma_{max} = 180 \text{ МН}$. 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 $t_{отп} = 420^\circ\text{C}$, твёрдость 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 $d1$ также принимаем из конструктивных соображений, приняв $D/d1 \geq 2,5$ ($d1 = 140 \text{ мм}$; $D/d = 400/140 = 2,86$)

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} .

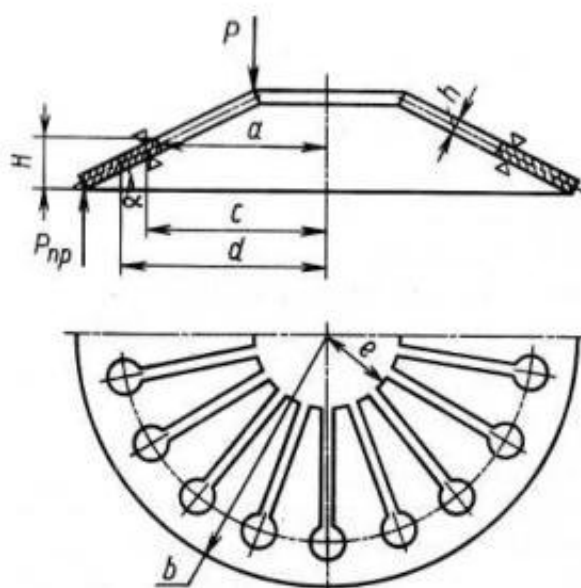


Рисунок 3.15 - Расчётная схема диафрагменной пружины

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 $E = 210000$ 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 ($H-f=7,5 \text{ мм}$).

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:

- $h \sim \delta = 5,5 \text{ мм}$,

- $H-f=12,0 \text{ мм}$,

- $b=186 \text{ мм}$.

Остальные параметры остаются прежними.

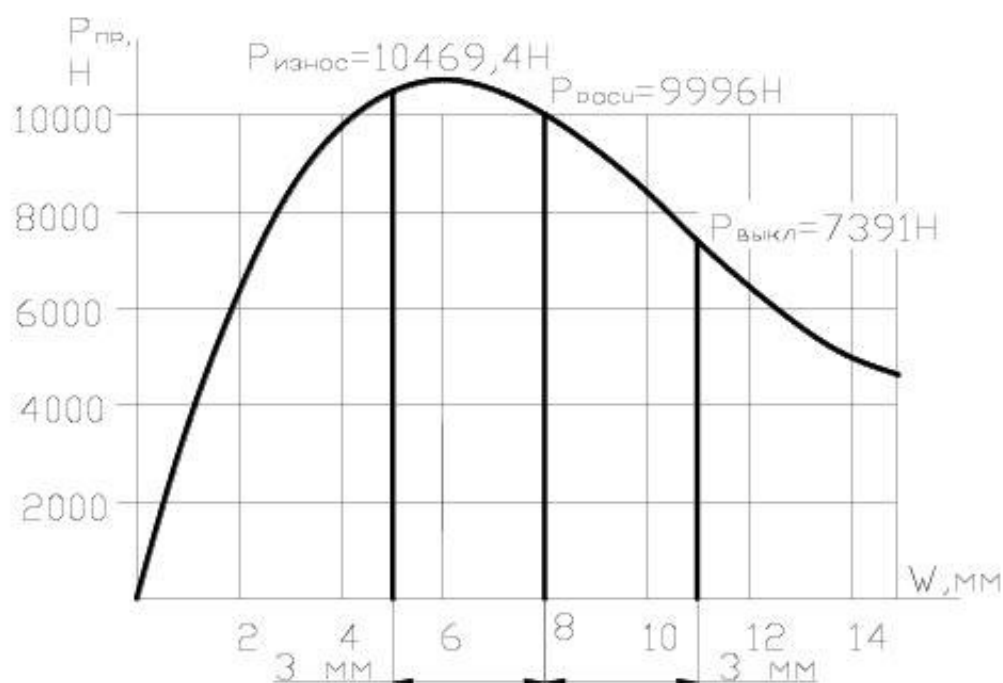


Рисунок 3.16 - Рабочая характеристика пружины

На характеристике диафрагменной пружины выделено два рабочих участка: $\Delta z = 3,0 \text{ мм}$ – 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_z в опасной точке по теории максимальных касательных напряжений состоит из нормальных напряжений в окружном направлении σ_t и напряжения изгиба σ_u . Таким образом,

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

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

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

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.

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

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

$$[\tau]_{кр} = 400 \text{ МПа}$$

Шлицы ступицы ведомого диска рассчитываются на смятие и срез:

а) на смятие

$$\sigma_{см} = (8 * M_{e \max} * K\delta) / [(D_m^2 - d_m^2) * Z * l_m] = (8 * 547 * 1,1) / [(0,042^2 - 0,0345^2) * 10 * 0,055] = 15,3 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{см} = 550 \text{ МПа}$$

б) на срез

$$\tau_{cp} = (8 * Me_{max} * K \theta) / [(D_m - d_m) * Z * l_m * b_m] = (8 * 547 * 1,1) / [(0,042 - 0,0345) * 10 * 0,055 * 0,006] = 194,5 \text{ МПа}$$

$$[\tau]_{cp} = 400 \text{ МПа}$$

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 $[\tau]_{cp} = 140 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{cm} = 320 \text{ МПа}$.

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.

$$P_0 = (\beta * Me_{max}) / (2 * R_{зак} * Z_3) = (1,75 * 547) / (2 * 0,04 * 8) = 1496 \text{ Н, где } Z_3 - \text{число заклепок } (Z_3 = 8).$$

Расчет заклепки на срез.

$$\tau_{cp} = (P_0 * 4) / (\pi * d^2) = (1496 * 4) / (\pi * 0,008^2) = 29,8 \text{ МПа.}$$

Расчет заклепки на смятие.

$$\sigma_{cm} = P_0 / (d * S), \text{ где } S - \text{номинальная толщина соединяемых деталей } (S = 2,5 \text{ мм}).$$

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

Материал - сталь 30 Ø 4 мм.

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

$$R_{зак} = 80 \text{ мм}$$

Сила, действующая на одну заклепку.

$$P_0 = (\beta * Me_{max}) / (2 * R_{зак} * Z_3) = (1,75 * 547) / (2 * 0,08 * 16) = 374 \text{ Н, где } Z_3 - \text{число заклепок } (Z_3 = 16).$$

Расчет заклепки на срез.

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

Расчет заклепки на смятие.

$\sigma_{см} = P\sigma/(d*S)$, 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 ведётся при условии: весь крутящий момент передаётся трением.

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

F_p - площадь сечения болтов по внутреннему диаметру резьбы.

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

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

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

Расчет работы буксования при трогании автомобиля

Момент инерции автомобиля, приведенный к первичному валу коробки передач.

$$J = (Ga*Rk^2) / (g*I_0^2*I_{кш1}^2),$$

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_{m1} – 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.

$M_c' = (f * G * R_k) / (I_0 * I_{m1} * \eta_{mp})$, где f – коэффициент сопротивления движению.

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

Работа буксования при трогании автомобиля.

$L_6 = (M_{mp} * J * \omega^2 * b) / [(2/3) M_{mp} - M_c']$, где M_{mp} – 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:

$$T = (a * L_6) / (427 * G_g * C_g),$$

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

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 ($j = 7,8 \text{ г/см}^3$).

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

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

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

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

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

Q_z - общее число конструктивных деталей

$$Q_{zy} = 16$$

$$Q_z = 20$$

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

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

Коэффициент использования материала [13]:

$$K_{\mathcal{M}} = G_{\mathcal{D}} / G_{\mathcal{Z}}, \quad (4.2)$$

где $G_{\mathcal{D}}$ – масса детали по чертежу, кг

$G_{\mathcal{Z}}$ – масса материала заготовки, кг

$$K_{\mathcal{IM}} = 0.58 / 0.7 = 0.82$$

По нормам ЕСТПШ КИМ $\geq$ 0.75. Деталь технологична так как условие выполняется. Коэффициент точности обработки детали [13,16].

$$K_{\mathcal{T.Ч}} = Q_{\mathcal{T.Ч.Н}} / Q_{\mathcal{T.Ч.О}} = 1 - 1 / A_{\mathcal{CP}}, \quad (4.3)$$

$$A_{\mathcal{CP}} = \sum A^* n_i / \sum^* n_i, \quad (4.4)$$

где $A_{\mathcal{CP}}$ – средний квалитет точности

n_i – число размеров соответствующего квалитета

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

$$K_{\mathcal{T.Ч}} = 1 - 1 / 9.36 = 0.9$$

По нормам ЕСТПШ $K_{\mathcal{T.Ч}} \leq 0.97$. Требования выполняется, значит деталь технологична.

4.2 Качественная технологичность детали

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

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

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

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

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

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

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

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

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

4.3 Выбор вида заготовки

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

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

4.3.1 Расчет припусков на заготовку

При расчете припусков используется формула [13,16].

$$Z_{Bmin} = R_{zi-1} + T_{i-1} + P_{i-1} + E_i \quad (4.5)$$

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

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

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

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

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

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

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

Обрабатываемая деталь имеет припуски на наибольший диаметр и наибольшею длину.

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

Припуск на черновое обтачивание

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

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

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

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

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

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

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

Выбираем сортовой прокат по сортаменту. ГОСТ 2590-81

где $d_{\text{заз}} = 24^{(+0,4)}_{(-0,5)}$, $T_{\text{дон}} = 0,9$;

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

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

$$E_{yi} = 220 \text{ мкм.}$$

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

$$2Z_{B'_{\min}} = 2(150 + 150 + \sqrt{700^2 + 220^2}) = 2068 \text{ мкм.}$$

Припуск на чистовое обтачивание.

$$2Z_{B''_{\min}} = 2(R''_{Z-1} + T''_{i-1} + \sqrt{P''_{i-1}{}^2 + E''_{yi}{}^2}) \quad (4.11)$$

Выбираем значение после обдирочной обработки проката.

$$R''_Z = 100$$

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

$$P''_{-1} = K_Y \times P^1_{i-1} \quad (4.12)$$

$$E''_{yi} = K_Y \times E^i_Y \quad (4.13)$$

K_Y – коэффициент уточнения, $K_Y = 0.06$.

$$P''_{i-1} = 0.06 * 700 = 42 \text{ мкм,}$$

$$E''_{yi} = 0.06 * 220 = 13,2 \text{ мкм,}$$

$$2Z''_{B_{\min}} = 2(100 + 100 + \sqrt{42^2 + 13^2}) = 488 \text{ мкм.}$$

Определение припуска на черновое шлифование.

$$2Z'''_{B_{\min}} = 2(R'''_{Z-1} + T'''_{i-1} + \sqrt{P'''_{i-1}{}^2 + E'''_{yi}{}^2}), \quad (4.14)$$

$$R'''_{Z-1} = 50$$

$$T'''_{i-1} = 50$$

$$P'''_{i-1} = K_Y * P''_{i-1} = 0.05 * 42 = 2,4$$

$$E'''_{yi} = K_Y * E''_{yi} = 0.05 * 13,2 = 0,66$$

$$K_Y = 0.05 .$$

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

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

Определяем общий минимальный припуск

$$2Z_{b_{min}}^{общ} = 2Z'_{b_{min}} + 2Z''_{b_{min}} + 2Z'''_{b_{min}} + 2Z_{b_{min}}'''' , \quad (4.15)$$

$$2Z_{b_{min}}^{общ} = 2764 .$$

Определяем общий номинальный припуск.

$$2Z_{b_{min}}^{общ} = 2Z^{\dagger} \min H_{заз} + H_{дет} , \quad (4.16)$$

$H_{заз}$ – верхнее отклонение

Сортамент ГОСТ 2590-80

$$H_{заз} = 400 \text{ мкм}$$

$H_{дет}$ – нижнее отклонение

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

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

$$2Z_{вн}^{ном} = 2Z_b^{общ} + H_z + H_{дет} \quad (4.17)$$

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

Определение диаметра заготовки:

$$D_{заз} = D_{ном} + 2Z_{b_{ном}} \quad (4.18)$$

$D_{ном}$ – по чертежу детали

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

Выбираем диаметр заготовки по сортаменту;

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

4.3.2 Расчет припусков на длину детали

Расчет припуска по формуле:

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

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

Расчет припуска на черновое подрезание торца

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

где $R_{Z_{i-1}} + T_{i-1} = 200$ мм;

Выбираем в качестве режущего инструмента.

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

$$P_{\text{кор}} = \Delta_K * \mathcal{L}_{\text{таз}} \quad (4.22)$$

где $\Delta_K = 5$ мкм;

Δ_K – удельная кривизна.

$$P_{\text{кор}} = 5 * 25 = 125 .$$

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

$$P_{\text{центр}} = 0.25 \sqrt{0.5 + 1} = 280 \text{ мм};$$

$$T_{\text{таз}} = B_0 - H_0 . \quad (4.24)$$

$$T_{\text{таз}} = 0.5 \text{ мм};$$

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

Расчет припуска на чистовое подрезание торца

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

где $R''_{Z_{i-1}} = 100$

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

Выбираем отклонения после обдирочной токарной операции

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

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

где $K_y = 0.06$ коэффициент уточнения

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

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

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

Определяем общий минимальный припуск:

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

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

Определяем номинальный припуск:

$$2Z_{B_{nom}} = 2Z_{B_{min}}^{общ} + H_z + H_{\partial} \quad (4.29)$$

H_z — верхнее отклонение заготовки после резки .

$$H_z = 250 .$$

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

H_{∂} — нижние отклонение детали,

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

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

Определяем длину заготовки:

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

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

Принимаем $L_{заг} 130 \pm 0,25$

4.4 Определение минимального расчетного значения детали

$$D_{\min} = D_{\text{черт}} + ({}^+_{-}HOD).$$

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

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

4.5 Выбор оборудования

Для токарной операции выбираем универсальный токарно-винторезный станок

Техническая характеристика токарно винторезного станка 16К-25.

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

Для сверлильной операции выбираем вертикально сверлильный станок 2Н 125.

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

Техническая характеристика станка 2Н 125

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

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

4.6 Разработка метода контроля детали и проектирования измерительного инструмента

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

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

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

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

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

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

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

По СТ СЭВ 144-75 находим предельные отклонения вала:

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

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

Для заданных интервалов размеров находим (мкм):

$$H = 5; \quad ;$$

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

1. Минимальный размер проходного калибра-скобы:

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

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

$$HE_{\min} = D_{\min} - \frac{H_1}{2} = 39.858 - \frac{0.008}{2} = 39.854 \text{ ,мм}$$

Можно вычислить предельные размеры контркалибров к скобам.

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

$$2. K - I_{\max} = D_{\max} + y_1 + \frac{H_p}{2} = 39.92 + 0 + 0.0015 = 39.9215 \text{ ,м}$$

$$3. K - HE_{\max} = D_{\min} + \frac{H_p}{2} = 39.858 + 0.0015 = 39.85 \text{ , мм}.$$

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;

Р - 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 уходу.

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.

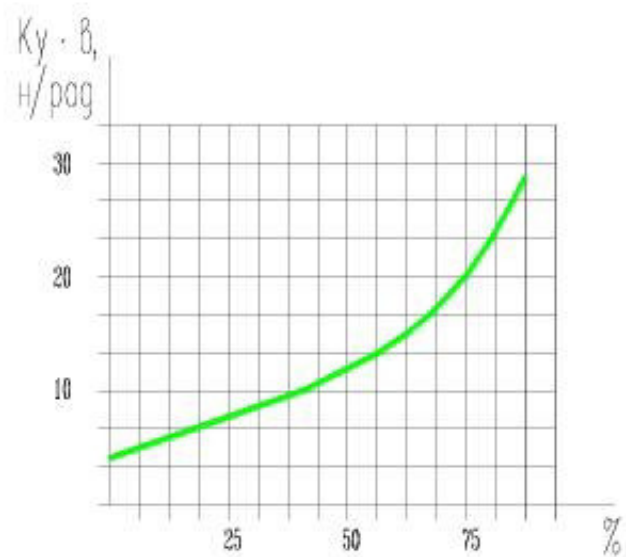


Рисунок 4.1 - Влияние износа на $K_{\gamma B}$.

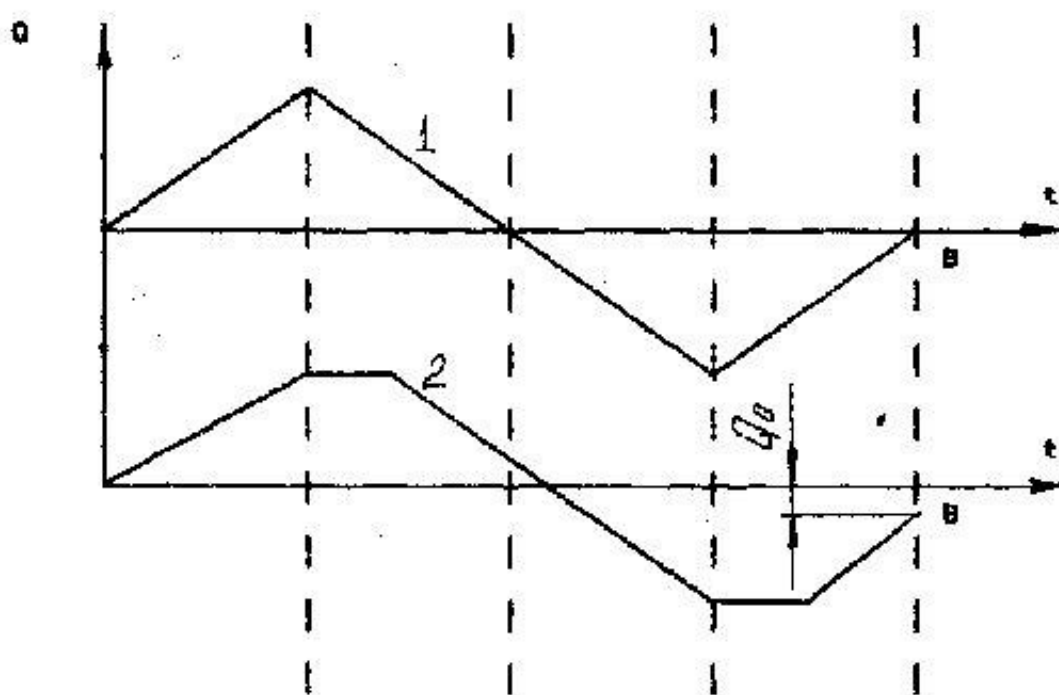


Рисунок 4.3 - Изменение поворота передних колес
 1- при отсутствии свободного хода рулевого колеса,
 2- при наличии свободного хода рулевого колеса.

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 СО и СО₂, проверять технику на обнаружение утечек ГСМ;

- рационально применять севообороты;
- ограничить применение ядохимикатов;
- организовать дополнительные площадки для сбора мусора и отходов, своевременно и правильно утилизировать;

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

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

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

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

5.4 Физическая культура на производстве

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

протяжении рабочего дня. Сеченовский феномен активного отдыха - важное условие для плодотворной интеллектуальной деятельности. Многочисленные научные данные свидетельствуют о том, что чередование умственного труда с выполнением физических упражнений и повышают сопротивляемость организма эмоциональному стрессу и предупреждению процессами, работой анализаторов, точными и быстрыми действиями и т.д [15].

Основное назначение физических упражнений, которые используются в процессе труда, - снижение профессионального утомления. Оказывая благотворное влияние на организм работающего, физические упражнения регулируют мозговое и периферическое кровообращение. Мышечные движения создают огромное число нервных импульсов, которые обогащают мозг массой ощущений, способствуют устойчивому настроению.

Важно учитывать виды труда, которые отличаются степенью физической нагрузки большим нервно-психическим напряжением (это профессии педагога, врача, инженера, ученого и т.д.).

По степени физической активности и величине нервно-психологического напряжения выделяют медицинских работников, труд которых связан с большой ответственностью за принятие правильного решения, в особенности труд хирургов, отличающийся высоким нервно-эмоциональным напряжением и длительным статическим напряжением мышц в процессе операции [15,19].

Перечисленные выше виды труда предъявляют высокие требования к деятельности головного мозга, зрительного анализатора, связанного с напряжением внимания, к продолжительным статическим нагрузкам на мышечный аппарат.

В производственной гимнастике нужно включать специальные упражнения на разгибание туловища, наклоны, вращение в плечевых суставах, повороты, вращение туловищем и другие упражнения [19].

6 ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВКР

6.1 Расчёт производительности

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

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

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

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

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

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

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

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

Q – нагрузка на рейс, м^3

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

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

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

Сменная производительность базовой ($\Pi_{см1}$) и новой ($\Pi_{см2}$) техники

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

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

Годовая производительность техники определяется по формуле:

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

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

$K_{см}$ – коэффициент сменности,

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

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

Рост производительности труда определяется по формуле:

$$P_{\text{ПТ}} = (\Pi_{\text{сод}} 2 - \Pi_{\text{сод}} 1) / \Pi_{\text{сод}} 1 \cdot 100\%, \quad (6.3)$$

$$P_{\text{ПТ}} = \frac{13839 - 12348}{12348} \cdot 100\% = 12\%.$$

Расчёт инвестиций (капитальных вложений) в технику

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

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

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

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

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

где G_1, G_2 – масса базового и проектируемого;

KB_1, KB_2 – балансовая стоимость базового и проектируемого;

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

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

Дополнительные капиталовложения составят:

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

Расчёт эксплуатационных затрат

Эксплуатационные затраты могут рассчитываться на год или на машину смену [23].

Расчет делаем на машину-смену.

Эксплуатационные затраты на машино-смену включают следующие статьи затрат:

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

следующие статьи:

- Заработная плата вспомогательных рабочих с начислениями;
- затраты на ТСМ;
- амортизационные отчисления;
- затраты на ТО и ТР;
- прочие производственные затраты.

3. Затраты на восстановление износа и ремонт шин.

Заработная плата производственных рабочих рассчитывается по формуле:

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

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

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

$K_{допл}$ - коэффициент доплат, учитывающий все доплаты к тарифному фонду. По данным предприятия $K_{допл}=1,5$.

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

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

$$H_{зп1} = H_{зп2} = 0,4 \cdot 120 = 48,0 \text{ руб.}$$

Себестоимость содержания машино – смены

Заработная плата вспомогательных рабочих рассчитывается по формуле:

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

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

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

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

$H_{тз}=0,32$ чел·час/м·см.,

$$ЗП_{есч1} = ЗП_{есч2} = 5,0 \cdot 8 \cdot 0,32 \cdot 1,3 = 16,64 \text{ руб.}$$

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

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

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 $K_{смпр}=1,23$.

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

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

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:

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

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

t - текущий год;

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

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

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 дисконпированный доход	Руб.	-	58522
8.	Срок окупаемости капитальных	Мес.		6
9.	Рост производительности труда		-	10

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе (ВКР) разработана сцепления для автомобиля ГАЗ 3307.

Проделанной работой были достигнуты следующие результаты:

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

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

Расчеты экономической эффективности показывают, что годовая экономия составит 22 тыс. руб., чистый дисконтированный доход за весь срок службы составит почти 58522 руб. срок окупаемости конструкции составят 6 месяцев.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобили. Учебник / А.В. Богатырев, Ю.К. Есеновский-Лашков, М.Л. Насоновский, Под ред. А.В. Богатырева. - 3-е изд., стер. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014.
2. Агарков А.П. Экономика и управление на предприятии [Электронный ресурс]: Учебник/ А.П. Агарков, Р.С. Голов, В.Ю. Теплышев и др.; под ред. д.э.н., проф. А.П. Агаркова. - М.: Издательско-торговая корпорация «Дашков и К°», 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. Маврицев, В.В. Общая экология : курс лекций [Текст] / В.В.Маврицев.-3-е изд.-Минск:Новое знание ; Москва:Инфра.-М., 2012.- 298с.

11. Организация производства и управление предприятием: Учебник / О.Г. Туровец, В.Б.Родионов и др.; Под ред. О.Г.Туровца - 3-е изд. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 506 с
12. Организация производства на промышленных предприятиях: Учебник / И.Н. Иванов. - М.: НИЦ Инфра-М, 2013. - 352 с.
13. Организация производства: Учебник / Р.А. Фатхутдинов. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: ИНФРА-М, 2011. - 544 с.
14. Сервис импортной и отечественной сельскохозяйственной техники и оборудования в современных условиях /часть 1/ К.А Хафизов, Б.Г.Зиганшин, А.Р.Валиев, Н.И.Семушкин; под ред. Д.И.Файзрахманова. – Казань: Изд-во КГАУ, 2009. – 444 с.: ил
15. Сидорин Г.А. «Обработка металлов резанием». Методические указания. Изд. КГСХА Казань – 2001
16. Технология машиностроения: учебник / Л.В.Лебедев и др.-2-е изд., -М.: Издательский центр Академия, 2008.- 528 с.
17. Тракторы и автомобили Учебник/А.В.Богатырев, В.Р.Лехтер - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 425 с. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.znaniyum.com>
18. Туревский И.С. Техническое обслуживание автомобилей зарубежного производства: учебное пособие / И.С.Туревский. - М : ИД ФОРУМ, ИНФРА-М, 2009. - 208 с : ил.
19. Туревский И.С. Техническое обслуживание автомобилей зарубежного производства: учебное пособие / И.С.Туревский. - М : ИД ФОРУМ, ИНФРА-М, 2011. – 208 с.
20. Хафизов К.А., Хафизов Р.Н. Выпускная квалификационная работа. Учебно- методическое пособие для бакалавров по направлениям подготовки «Агроинженерия», «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и специалистов по направлению подготовки «Наземные транспортно-технологические средства» – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2014.– 280 с.

21. Экология и экологическая безопасность автомобиля: учебник / М.В. Графкина, В.А. Михайлов, К.С. Иванов; Под общ. ред. М.В. Графкиной. - М.: Форум, 2009. - 320 с. Режим доступа: <http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=173866>
22. Экономика предприятия: Учебник. Практикум / В.Д. Грибов, В.П. Грузинов. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: КУРС: НИЦ Инфра-М, 2013. - 448 с.

СПЕЦИФИКАЦИИ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Перв. примен.						
				Документация		
Справ. №	A1		ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.00.	Сборочный чертёж	2	
				Детали		
		1	ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.01.	Вал коленчатый	1	
		2	ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.02	Вал первичный		
				коробки передач	1	
		3	ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.03	Ступица		
				ведомого вала	1	
		4	ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.04	Маховик	1	
		5	ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.05	Ведомый диск	1	
		6	ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.06	Накладка	1	
		7	ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.07	Пружина нажимная	1	
		8	ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.08	Диск нажимной	1	
		9	ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.09	Вилка выключения	1	
		10	ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.10	Муфта выключения		
Подп. и дата				сцепления	1	
		11	ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.11	Пластина гасителя		
				крутильных колебаний	2	
		12	ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.12	Картер сцепления	1	
		13	ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.13	Кожух сцепления	1	
		14	ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.14	Пружина гасителя		
				крутильных колебаний	2	
		15		Шайба фрикционная	5	
		16		Пластина тангенциальная	8	
Инд. № подл.						
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
	Разраб.		Шакиров Р.Р.		06.20	
	Пров.		Хафизов Р.Н.		06.20	
	Н.контр.		Хафизов Р.Н.		06.20	
Инд. № подл.	Утв.		Хафизов Р.Н.		06.20	
ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.00 СБ						
Установка сцепления						Лит.
						Лист
						Листов
						ч
						1
						2
						КГАУ каф. ТАиЭУ
						С251-07
Копировал						Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		18		Шайба опорная	4	
		19		Палец	4	
		20		Втулка распорная	3	
		21		Фиксатор	3	
		22		Заклёпка	4	
		23		Шайба опорная	4	
		24		Кольцо опорное	1	
				Стандартные изделия		
		25		Манжета 1.1.-105×130-1		
				ГОСТ 8752-79	1	
		26		Подшипник 80205		
				ГОСТ 7242-81	1	
		27		Подшипник 2007116А		
				ГОСТ 27365-87	1	
		28		Винт М10-6g×25.109		
				ГОСТ 11738-84	12	
		29		Шайба 10.65Г.029		
				ГОСТ 6402-70	14	
		30		Болт М8-6g×35.88		
				ГОСТ 7805-70	3	
		31		Шайба 8.65Г.029		
				ГОСТ 6402-70	3	
		32		Болт М10-6g×25.88		
				ГОСТ 7805-70	2	
		33		Болт М14-6g×200.109		
				ГОСТ 7805-70	12	
		34		Болт М14-6g×35.109		
				ГОСТ 7805-70	3	
		35		Шайба А14.01.019		
				ГОСТ 6958-78	15	
Изм. Лист № докум. Подп. Дата						Лист
ВКР.23.05.01.113.20.КС.01.00.00 СБ						2
Копировал						Формат А4