

ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет

Институт механизации и технического сервиса

Специальность 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Специализация «Автомобили и тракторы»

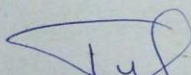
Кафедра «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

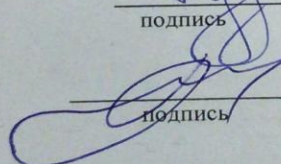
ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
на соискание квалификации (степени) «специалист»

Тема: Проектирование грузового автомобиля категории N2 с разработкой сцепления

Шифр ВКР 23.05.01.643.20.РС.00.00.00. ПЗ

Студент группы С262-12у


подпись


подпись

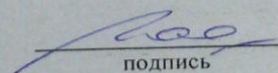
Тукмаков Д.В.
Ф.И.О.

Руководитель доцент
ученое звание

Халиуллин Ф.Х.
Ф.И.О.

Обсужден на заседании кафедры и допущен к защите
протокол № от 02.02.2020 г.)

Зав. кафедрой профессор
ученое звание


подпись

Хафизов К.А.
Ф.И.О.

Казань – 2020 г.

ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет

Институт механизации и технического сервиса

Кафедра «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

Специальность 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Специализация «Автомобили и тракторы»

«УТВЕРЖДАЮ»

Зав. кафедрой

/Хафизов К.А./

« 12 » 12 20 20 г.

ЗАДАНИЕ

на выпускную квалификационную работу

Студенту Тукмакову Денису Валерьевичу

Тема ВКР Проектирование грузового автомобиля категории N2 с разработкой сцепления

утверждена приказом по вузу от «10» января 2020 г. № 5

Срок сдачи студентом законченной ВКР 01.02.2020 г.

Исходные данные _____

1. Литературные источники по теме ВКР; _____

2. База данных патентов; _____

3. Интернет ресурсы _____

Перечень подлежащих разработке вопросов _____

1. Анализ состояния вопроса; _____

2. Технологический раздел; _____

3. Конструкторский раздел _____

4. БЖД _____

5. Экономика _____

ВВЕДЕНИЕ

Рынок грузовых автомобилей в России переживает в настоящий момент не просто период бурного роста, но и серьезной реструктуризации. Все еще многочисленный парк тяжелых и среднетоннажных грузовиков, оставшийся в наследство от Советского Союза, неотвратимо устаревает, а новая экономика предъявляет к грузовым автомобилям совершенно новые требования. Поскольку регулятором рынка становится в большей степени не государственно-плановая экономика, а спрос потребителей и конкуренция между производителями и продавцами, именно они и предъявляют основные требования к продукту. Традиционные российские автозаводы, чтобы остаться на рынке и быть успешными осваивают новые сегменты и расширяют модельные ряды. На растущий рынок приходят ведущие игроки мирового рынка и используют все имеющиеся в их арсенале инструменты, отработанные на высококонкурентных рынках, чтобы основательно на нем закрепиться.

Эффективность и рентабельностью любых работ в сфере строительства, промышленного производства и торговли в значительной степени зависит от скорости доставки материалов, сырья и транспортировки готовой продукции. Именно поэтому грузовые автомобили относятся к числу наиболее востребованных типов спецтехники. Универсальность, функциональная гибкость и рыночная ликвидность - все эти факторы способствуют повышенному спросу на технику для грузоперевозок, к числу которой относятся грузовые автомобили общего назначения, прицепы и полуприцепы, а также специализированные грузовые автомобили - самосвалы.

1. Анализ состояния вопроса

Транспортные работы играют важную роль в общем комплексе сельскохозяйственных работ. Так, что на транспортные и погрузочные работы приходится 30...35% затрат труда, 35...40%

стоимости механизированных работ и до 50% затрат энергии. Доля затрат труда, приходящаяся на транспортные и погрузочно-разгрузочные работы в сельском хозяйстве оценивается в 40%. Для грузоперевозок используется автомобильный транспорт, тракторные транспортные средства, технологические транспортные средства; для всех указанных видов транспорта приемлем термин «мобильные транспортные машины». В отечественном сельском хозяйстве доля тракторных перевозок составляет, по различным данным от 22...27% до 30%.

Дальнейшее развитие производительности сельского хозяйства может опираться на автомобильный транспорт. Состояние парка мобильных транспортных машин и характеристика условий их функционирования в сельском хозяйстве Важным фактором, влияющим на использование мобильных транспортных машин в АПК, является структура машинно-тракторного парка и, в том числе, парка мобильных транспортных машин. Доказана возможность повышения производительности машинно-тракторных агрегатов на 9,5% лишь за счет

оптимизации марочного состава машинно-тракторного парка (МТП). Оптимизация использования и структуры автомобильного парка хозяйств также позволяет добиться повышения эффективности МТМ. Показано, что

оптимизация структуры автопарка позволяет добиться снижения себестоимости перевозок на 15,0...51,6% для различных хозяйств. В то же время наряду с вопросом оптимизации остро стоят вопросы пополнения парка мобильных транспортных машин, а также его модернизации. Сегодня износ основных производственных фондов

транспорта в сельском хозяйстве составляет до 40%. Сведения по количественному состоянию парка транспортных средств в

сельском хозяйстве России показывают о оснащенности в 80-85% от требуемых потребностей.

В республике Татарстан общие тенденции обеспеченности сельского хозяйства мобильным транспортом аналогичны общероссийским.

Анализ показывает, что существующий парк мобильных транспортных машин нуждается в модернизации и пополнении, при осуществлении которых необходимо учитывать особые условия функционирования транспорта в сельском хозяйстве. Для транспорта в сельском хозяйстве характерны значительный объем работ, выполняемых на большой территории; разнообразная структура грузооборота, необходимость производить технологические транспортные

работы, осуществлять перевозки по вспаханному полю и стерне. Известно, что только растениеводство и животноводство дают более 45 наименований грузов в виде основной и побочной продукции и требуют 30-35 агропромышленном комплексе также существует значительная неравномерность грузопотоков, вызываемая сезонными колебаниями их структуры и объема. При этом, несмотря на климатические различия в регионах, можно отследить общие тенденции, которые представлены в в виде усредненного по регионам. Такая сезонность работ, помимо создания пиковых работ на транспорт, показывает, что условия функционирования техники в АПК включают в себя также и климатические факторы, вызванные сменностью сезонов года. Для современного транспортного средства повышение температуры окружающего воздуха на 10° С в определенных условиях приводит к увеличению времени разгона на 4,14%, а также показано увеличение удельного расхода топлива у безнаддувных дизельных двигателей от 0,7% до 2,2% в зависимости от условий эксплуатации.

Значительное влияние оказывает профиль поверхности движения, а также условия сцепления движителей машины с несущей поверхностью. За несколько десятилетий распределение пробега практически не изменилось. Так, от 60% пробега автотранспорта в сельском хозяйстве выполняются по дорогам с твердыми покрытиями. Одновременно, внутрихозяйственные перевозки составляют 61% по объему и 15% по грузообороту, в том числе 40% объема перевозок и 9% транспортной работы приходится на перевозки с полей и на поля. Получается, что в большинстве случаев сельскохозяйственный автотранспорт работает в тяжелых дорожных условиях.

2 Анализ существующих конструкций

2.1 Требования и классификация муфт сцепления

Механическая трансмиссия должна иметь возможность кратковременного разъединения от работающего двигателя. Это необходимо при остановках автомобиля и при переключении передач в механической ступенчатой коробке передач. Кроме того, при троганье автомобиля с места и переключении передач соединение вала двигателя и трансмиссии должно происходить плавно, без резких рывков. В связи с этим возникает необходимость в специальном устройстве, обеспечивающем постепенное нагружение двигателя. В качестве такого устройства обычно применяется управляемая муфта. Использование муфты сцепления необходимо для переключения передач т.к. если трансмиссия находится под нагрузкой крутящим моментом, переключение невозможно. Прежде чем переключить передачу, муфту сцепления необходимо выключить.

Сцеплением называется силовая муфта, в которой передача крутящего момента обеспечивается силами трения, гидродинамическими силами или электромагнитным полем. Такие муфты называются соответственно фрикционными, гидравлическими и электромагнитными.

При движении автомобиля сцепление во включенном состоянии передает крутящий момент от двигателя к коробке передач и предохраняет механизмы трансмиссии от динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии. Такие нагрузки в трансмиссии возникают при резком торможении автомобиля, резком включении сцепления, неравномерной работе двигателя и резком снижении частоты вращения коленчатого вала, а также при наезде колес автомобиля на неровности дороги и т.д.

На автомобилях применяются различные типы сцеплений, которые классифицируются по разным признакам (рис. 2.1). Все сцепления, кроме центробежных, являются постоянно замкнутыми, т.е. постоянно включенными и выключаемыми водителем при переключении передач, торможении и остановке автомобиля.

Наибольшее применение на автомобилях получили фрикционные сцепления — однодисковые и двухдисковые.

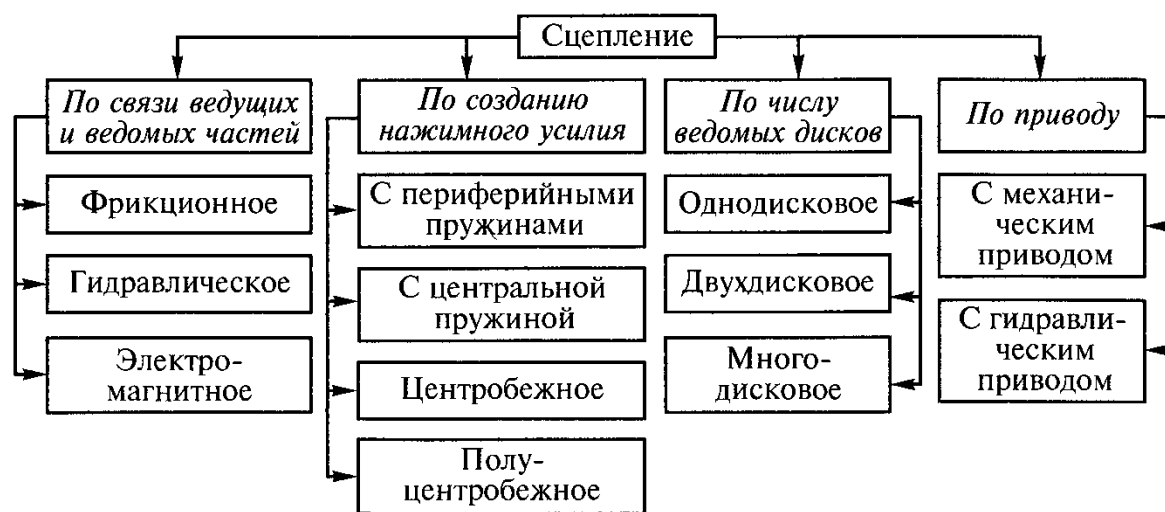


Рисунок 2.1 – Классификация муфт сцепления по различным признакам

Однодисковые сцепления применяются на легковых автомобилях, автобусах и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности, а иногда и большой грузоподъемности. Двухдисковые сцепления устанавливают на грузовых автомобилях большой грузоподъемности и автобусах большой вместимости. Многодисковые сцепления используются очень редко — только на грузовых автомобилях большой грузоподъемности.

Гидравлические сцепления, или гидромукфы, в качестве отдельного механизма трансмиссии на современных автомобилях не применяются. Ранее они использовались совместно с последовательно установленным фрикционным сцеплением.

Электромагнитные сцепления широкого распространения не получили в связи со сложностью их конструкции.

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 теплоты 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 такие общие требования: обеспечение минимальных размеров и массы, простота устройства и обслуживания, технологичность, ремонтпригодность, низкий уровень шума.

Надежная работа сцепления без перегрева и значительных износов особенно важна в тяжелых дорожных условиях движения автомобиля и при наличии прицепа и полуприцепа, когда имеют место более частые включения и выключения, а также буксование сцепления.

Сцепление при надежной работе должно обеспечивать возможность передачи крутящего момента, превышающего крутящий момент двигателя. С изнашиванием фрикционных накладок ведомого диска усилие нажимных пружин ослабевает, и сцепление начинает буксовать. При этом длительное буксование сцепления приводит к его сильному нагреву и выходу из строя.

Сцепление должно включаться плавно, чтобы не вызывать повышенных нагрузок в механизмах трансмиссии и очень больших ускорений автомобиля, которые отрицательно влияют на водителя, пассажиров и перевозимые грузы. Так, например, при резком включении сцепления скручивающие нагрузки в трансмиссии могут быть в 3 — 4 раза больше максимального крутящего момента двигателя. Это происходит потому, что при быстром отпуске педали управления усилие сжатия ведущих и ведомых частей сцепления в начальный момент создается не только нажимными пружинами, но и кинетической энергией перемещающегося к маховику двигателя нажимного диска и связанных с ним деталей. При этом в момент соприкосновения ведущих и ведомых частей сцепления усилие их сжатия в несколько раз превышает силу нажимных пружин.

Плавность включения сцепления обеспечивается главным образом благодаря упругим свойствам ведомого диска, которые зависят от его конструкции. Плавности включения сцепления также способствуют пружины гасителя крутильных колебаний. Однако влияние этих пружин незначительно, так как их деформация при включении сцепления невелика. На плавность включения сцепления влияет и упругость деталей привода управления сцеплением. Так, например, в сцеплении с диафрагменной пружиной большую упругость имеют рычаги (лепестки) выключения сцепления, которые выполнены вместе с диафрагменной пружиной.

Наиболее высокую плавность включения обеспечивают многодисковые сцепления. Однако они применяются очень редко и только на тяжелых грузовых автомобилях.

Крутящий момент двигателя должен передаваться на трансмиссию без буксования сцепления.

Полнота включения сцепления достигается специальными регулировками сцепления и его привода. Эти регулировки обеспечивают необходимый зазор между выжимным подшипником муфты выключения

сцепления и концами рычагов выключения, а также пропорциональный указанному зазору свободный ход педали сцепления, который обычно составляет 20...40 мм.

При значительном изнашивании трущихся поверхностей ведущих и ведомых частей сцепления указанный зазор уменьшается, и рычаги выключения упрутся в выжимной подшипник муфты выключения, что препятствует созданию пружинами необходимого нажимного усилия.

Чистота выключения сцепления характеризует полное разъединение двигателя и трансмиссии, при котором ведущие детали сцепления не ведут за собой ведомые.

При неполном выключении сцепления затрудняется переключение передач (оно происходит с шумом), что приводит к изнашиванию шестерен и синхронизаторов. Если же сцепление выключено не полностью, а в коробке передач включена передача, то при работающем двигателе сцепление будет буксовать. Это приводит к нагреву деталей сцепления и изнашиванию фрикционных накладок ведомого диска.

Чистоте выключения сцепления препятствует трение в ступице ведомого диска, которая установлена на шлицах первичного вала коробки передач. При выключении сцепления ведомый диск находится под действием осевой силы, которая прижимает его к маховику. Значение осевой силы ограничивается силой трения в шлицевом соединении ступицы диска и первичного вала коробки передач.

В многодисковом сцеплении остаточная осевая сила подсчитывается последовательным суммированием сил трения, возникающих в шлицевых соединениях всех ведомых дисков.

Остаточная осевая сила в многодисковом сцеплении значительно больше, чем в однодисковом, вследствие этого требуемая чистота выключения многодискового сцепления не обеспечивается.

В однодисковых сцеплениях полное разъединение двигателя и трансмиссии обеспечивается соответствующим отводом нажимного диска от

маховика. В двухдисковых сцеплениях принудительный отвод среднего ведущего диска осуществляется различными специальными устройствами (равноплечим рычагом, упорным стержнем и др.). Зазор между трущимися поверхностями при отводе нажимного диска в однодисковых сцеплениях составляет 0,75... 1,0 мм, в двухдисковых — 0,5...0,6 мм, а в многодисковых — 0,25...0,3 мм. При этом ход нажимного диска при выключении сцепления не превышает 1,5...2,0 мм для однодисковых сцеплений и 2,0...2,5 мм для двухдисковых сцеплений.

Минимальный момент инерции ведомых частей. Для уменьшения ударных нагрузок шестерен включаемых передач и работы трения в синхронизаторах при переключении передач в коробке передач момент инерции ведомых частей сцепления должен быть минимальным. При включении несинхронизованной передачи ударная нагрузка на зубья шестерен пропорциональна моменту инерции ведомых частей сцепления.

Ударный импульс при включенном сцеплении может быть в **50...200** раз больше, чем ударный импульс, возникающий при переключении передач с выключенным сцеплением.

Снижение момента инерции ведомых частей сцепления достигается уменьшением диаметра ведомого диска и массы фрикционных накладок. Так, диаметр ведомых дисков сцеплений автомобилей большой грузоподъемности **обычно не превышает 400 мм**. Толщина фрикционных накладок сцеплений составляет **3,3...4,7 мм**. Однако это не всегда возможно, так как указанные размеры определяются крутящим моментом, передаваемым сцеплением. Кроме того, при уменьшении диаметра ведомого диска необходимо увеличивать число поверхностей трения, чтобы сцепление могло передавать крутящий момент. Но увеличение числа поверхностей трения при уменьшении диаметра ведомых дисков приводит не к уменьшению, а к значительному увеличению момента инерции ведомых частей сцепления. Так, например, момент инерции ведомых частей у

двухдискового сцепления значительно больше, чем у однодискового, рассчитанного на передачу такого же крутящего момента.

Применение фрикционных накладок с повышенным коэффициентом трения (из спеченных материалов) позволяет уменьшить диаметр ведомого диска, но из-за увеличения массы фрикционных накладок момент инерции ведомых частей сцепления не снижается.

Таким образом, уменьшить момент инерции ведомых частей сцепления можно только за счет уменьшения массы ведомого диска. Поэтому ведомый диск выполняют из тонкого стального листа толщиной 2...3 мм.

До недавнего времени для фрикционных сцеплений применялись в основном фрикционные накладки, в состав которых входили асбест, наполнители и связующие материалы. В настоящее время все большее распространение получают фрикционные накладки без асбеста или с минимальным его содержанием. Это связано с тем, что асбестовая пыль признана опасной для здоровья человека. В современных механизмах сцепления применяются композитные материалы, обладающие улучшенными по сравнению с асбестом характеристиками. Но в случаях, когда требуется передать на узлы трансмиссии крутящий момент очень большой величины, фрикционные материалы оказываются непригодными. Поэтому в гоночных автомобилях и в сверхтяжелой технике (грузовиках, тягачах) применяют керамические фрикционные накладки. Они обладают очень высокой износостойкостью, нечувствительны к перегреву, но не обеспечивают плавной передачи крутящего момента на сцепление.

Стабильная и надежная работа сцепления существенно зависит от его теплового состояния. Поэтому необходимо поддерживать **постоянный тепловой режим муфты сцепления**.

При трогании автомобиля с места происходит буксование сцепления. Это приводит к нагреву деталей сцепления и выделению теплоты на поверхностях трения его ведущих и ведомых частей. Так, например, одно

включение сцепления повышает температуру нажимного диска на 7... 15°C. Температура фрикционных накладок ведомого диска также повысится и понизится коэффициент их трения. При этом надежная работа сцепления будет нарушена, так как сцепление будет буксовать не только при трогании автомобиля с места, но и во время движения.

При длительном буксовании сцепления температура его поверхностей трения может превысить 300 °С, тогда как уже при 200 °С коэффициент трения снижается почти в два раза. Высокая температура приводит к вытеканию связующего компонента фрикционных накладок, они становятся сухими, пористыми и быстро изнашиваются.

При высокой температуре также может произойти коробление ведомого и нажимного дисков, появление трещин на нажимном диске и выход сцепления из строя.

Для предохранения сцепления от указанных негативных явлений осуществляют различные конструктивные мероприятия, способствующие хорошему отводу теплоты от трущихся поверхностей ведущих и ведомых частей. Примером могут служить вентиляционные отверстия с металлическими сетками в картере сцепления и большое количество отверстий в кожухе сцепления, сделанные для улучшения циркуляции воздуха; рычаги выключения сцепления, выполненные в форме лопастей вентилятора, охлаждающего сцепление; массивный нажимной диск в виде кольца, обеспечивающий лучший отвод теплоты от ведомого диска; канавки в фрикционных накладках для циркуляции воздуха. Кроме того, канавки в фрикционных накладках служат для удаления под действием центробежных сил продуктов износа, снижающих коэффициент трения. Они также способствуют чистоте выключения сцепления, устраняя присасывание (прилипание) фрикционных накладок к рабочим поверхностям маховика двигателя и нажимного диска.

К муфтам сцепления предъявляется так же ряд общих требований, касающихся массы, габаритов, ремонтпригодности, стоимости,

динамических нагрузок и т.д. Благодаря удовлетворению большинства требований, наибольшее распространение получили фрикционные однодисковые и двухдисковые муфты сцепления.

В свою очередь фрикционные сухие муфты сцепления разделяются по ряду признаков:

- *по способу действия* неавтоматические и автоматические. В настоящее время обычно применяют неавтоматические сцепления. Автоматические сцепления установлены на некоторых моделях легковых зарубежных и отечественных автомобилей. Автоматическим может быть само сцепление (центробежное) по принципу его работы или система управления, обеспечивающая работу неавтоматического сцепления (обычно фрикционного или электромагнитного) по заданному алгоритму без вмешательства водителя.

- *по числу ведомых дисков* — на одно- и двухдисковые. Однодисковые сцепления используют на легковых и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности. Двухдисковые сцепления устанавливают на автомобилях большой грузоподъемности.

- *по расположению нажимных пружин* — на периферийные и центральные. По периферии устанавливают ряд цилиндрических пружин, а центрально — одну коническую, цилиндрическую или тарельчатую. Последние получили распространение в сцеплениях легковых автомобилей, остальные типы применяют в сцеплениях грузовых автомобилей и автобусов.

- *по типу привода* — на сцепления с механическим и гидравлическим приводом без усилителя и с усилителем. Усилители выполняют механическими, гидравлическими, пневматическими или вакуумными.

2.2 Конструкции фрикционных муфт сцеплений

Фрикционным сцеплением называется дисковая муфта, в которой крутящий момент передается за счет силы сухого трения. Поэтому такие сцепления называются также сухими.

На автомобилях широкое распространение получили однодисковые и двухдисковые фрикционные сцепления. Многодисковые фрикционные сцепления применяются очень редко на тяжелых грузовых автомобилях.

Однодисковое сухое сцепление. *Однодисковым* сцеплением называется фрикционная муфта, в которой для передачи крутящего момента применяется один ведомый диск.

Однодисковые сцепления просты по конструкции, дешевы в изготовлении, надежны в работе, обеспечивают хороший отвод теплоты от трущихся поверхностей, чистоту выключения и плавность включения. Они удобны в обслуживании при эксплуатации и ремонте.

Принципиальная схема однодискового фрикционного сцепления показана на рисунке 2.2.

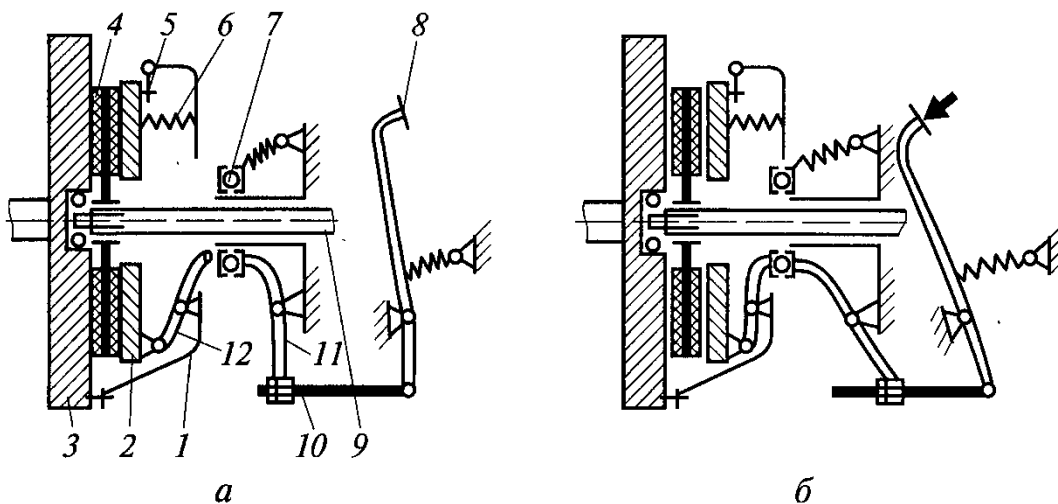


Рисунок 2.2 – Принципиальная схема работы муфты сцепления.

а — включено; *б* — выключено; 1 — кожух; 2 — нажимной диск; 3 — маховик; 4 — ведомый диск; 5 — пластина; 6 — пружина; 7 — подшипник; 8 — педаль; 9 — вал; 10 — тяга; 11 — вилка; 12 — рычаг

Принцип работы.

Ведущими деталями являются маховик **3** двигателя, кожух **1** и нажимной диск **2**, ведомыми — ведомый диск **4**, деталями включения — пружины **6**, деталями выключения — рычаги **12** и муфта с выжимным подшипником **7**.

Кожух **1** прикреплен болтами к маховику. Нажимной диск **2** соединен с кожухом упругими пластинами **5**, которые обеспечивают передачу крутящего момента от кожуха на нажимной диск и осевое перемещение нажимного диска при включении и выключении сцепления. Ведомый диск установлен на шлицах первичного(ведущего) вала **9** коробки передач.

При отпущенной педали **8** сцепление включено, так как ведомый диск **4** прижат к маховику **3** нажимным диском **2** усилием пружин **6**. Сцепление передает крутящий момент от ведущих деталей к ведомым через поверхности трения ведомого диска с маховиком и нажимным диском. При нажатии на педаль **8**(рисунок 2.2, *б*) сцепление выключается, так как муфта с выжимным подшипником **7** перемещается к маховику, поворачивает рычаги **12**, которые отодвигают нажимной диск **2** от ведомого диска **4**. В этом случае ведущие и ведомые детали сцепления разъединены и сцепление не передает крутящий момент.

Пружины.

В автомобильных сцеплениях применяют цилиндрические, конические и тарельчатые пружины. Их сравнительные характеристики показаны на рисунке 2.3. Цилиндрические пружины имеют линейную характеристику во всем рабочем диапазоне. Характеристика конической пружины до посадки витков также является линейной, затем по мере выключения витков из работы жесткость пружины увеличивается. Это является недостатком, так как обуславливает увеличение усилия при выключении сцепления и значительное снижение нажимного усилия при изнашивании фрикционных накладок. Наиболее благоприятна характеристика тарельчатой пружины, усилие которой в рабочем диапазоне

изменяется незначительно при выключении сцепления и изнашивании фрикционных накладок.

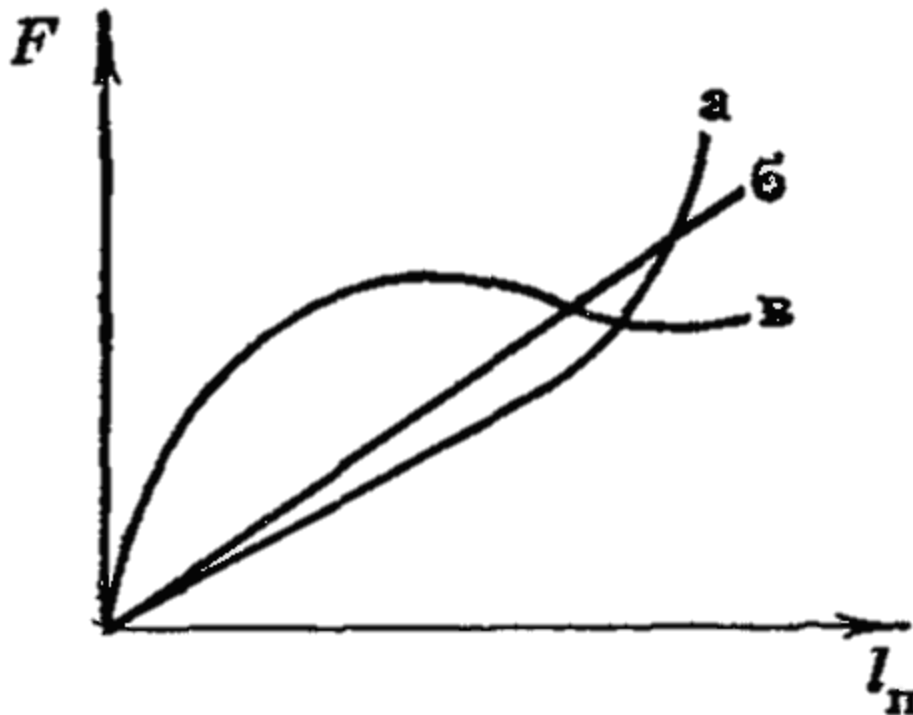


Рисунок 2.3 – Характеристики пружин фрикционных муфт сцепления: а – коническая; б-цилиндрическая; в-диафрагменная.

Цилиндрические пружины в современных сцеплениях устанавливают по периферии, что обеспечивает равномерное сжатие трущихся поверхностей за счет симметричного расположения пружин относительно друг друга и отжимных рычагов. В зависимости от их числа нажимные пружины располагаются на одной или двух окружностях нажимного диска. Для центрирования пружин и уменьшения их деформации при действии центробежных сил применяют стаканы, бобышки или выступы на нажимном диске и кожухе сцепления.

Вместо периферийных пружин может устанавливаться центрально одна цилиндрическая пружина. При этом уменьшается диаметр сцепления, а его осевые размеры увеличиваются. Использование более сложной в изготовлении конической пружины, устанавливаемой центрально, позволяет

уменьшить и осевые размеры сцепления. В таких сцеплениях усилие сжатия пружины регулируется при помощи прокладок.



Рисунок 2.4 – Диафрагменная пружина

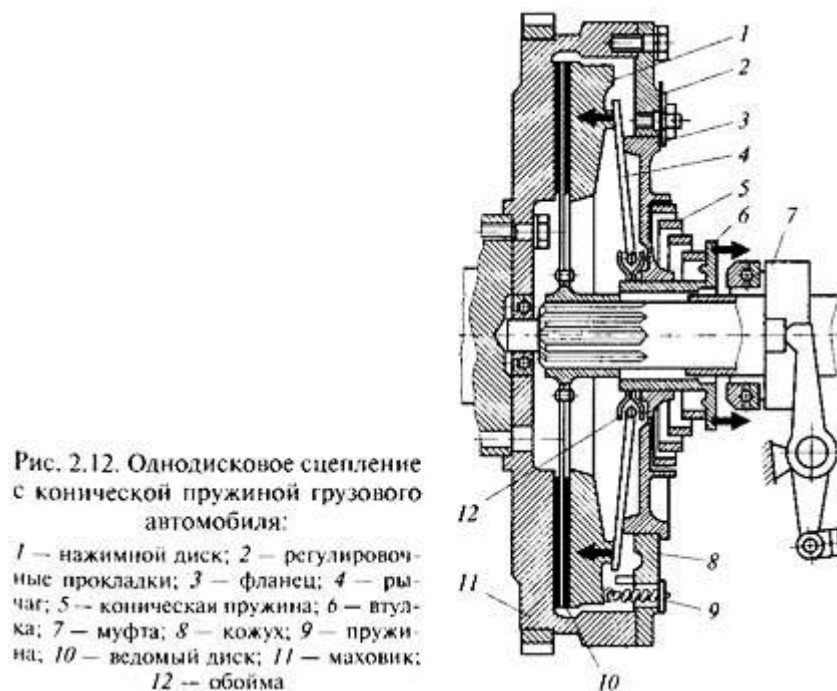


Рисунок 2.5 - Однодисковое сцепление с конической пружиной грузового автомобиля: 1 - нажимной диск; 2 регулировочные прокладки; 3 — фланец; 4 - рычаг, 5— коническая пружина; 6 — втулка; 7 — муфта; 8 кожух; 9 - пружина; 10— ведомый диск; 11— маховик; 12 — обойма

Тарельчатые пружины благодаря своим достоинствам широко используются в автомобильных сцеплениях (особенно легковых автомобилей). Тарельчатая пружина (рисунок 2.5) имеет форму усеченного

конуса и состоит из сплошного кольца с меридиально расположенными лепестками, выполняющими функции упругих отжимных рычагов. Возможны два варианта установки тарельчатой пружины. В первом варианте на нажимной диск пружина действует наружным краем сплошного кольца, во втором — внутренним. Первый вариант наиболее широко применяется в силу простоты механизма выключения сцепления. Во втором варианте упрощается конструкция механизма установки пружины, уменьшаются усилие выключения и напряжения в пружине. Однако в этом случае для выключения сцепления внутренние концы лепестков пружины необходимо перемещать в направлении от нажимного диска, что усложняет конструкцию механизма выключения.

При использовании тарельчатых пружин упрощается конструкция сцепления, уменьшаются его размеры, число деталей, обеспечивается плавное включение, равномерная нагрузка на нажимной диск, малое изменение нажимного усилия при изнашивании накладок.

Ведущие диски(нажимные и промежуточные) передают крутящий момент двигателя ведомым дискам. Для обеспечения поглощения и рассеивания теплоты они выполняются массивными, часто с радиальными или спиральными вентиляционными каналами и ребрами. Ребра, помимо улучшения теплопередачи, способствуют повышению жесткости нажимного диска.

Ведущие диски должны вращаться вместе с маховиком и иметь возможность перемещаться в осевом направлении. При этом направляющими устройствами служат выступы, шипы, зубья или пальцы. Кроме того, могут применяться шпоночные соединения, а также равномерно располагаемые по окружности тангенциальные пружины.

Выступы нажимного диска, входящие в пазы кожуха сцепления, обеспечивают их надежное соединение (рисунок 2.6, *а*). Вследствие значительного трения в соединении, возникающего при осевом перемещении диска, увеличивается усилие выключения сцепления. Соединение при

помощи упругих пластин обеспечивает перемещение нажимного диска без трения. В этом случае один конец пластины приклепывается к кожуху, а второй — крепится к нажимному диску. Такой способ соединения широко используется в сцеплениях легковых и грузовых автомобилей. В двухдисковых сцеплениях ведущие диски иногда перемещаются вдоль пальцев, закрепленных в маховике (рисунок 2.6, б). Промежуточные диски могут соединяться с маховиком при помощи шлиц, шипов (рисунок 2.6, в) или пальцев, запрессованных в маховик (рисунок 2.6, г). Эти пальцы входят в пазы промежуточного диска, чем обеспечивается возможность его осевого перемещения.

Для обеспечения чистоты выключения двухдискового сцепления промежуточный диск принудительно отводится при помощи различных пружинных устройств. Некоторые варианты этих конструкций показаны на рисунке 2.7. Конструкция (рисунок 2.7, а) отличается простотой и состоит из пружин 2, установленных между маховиком 1, промежуточным 3 и нажимным 4 дисками. Чистота выключения сцепления достигается за счет правильного выбора жесткостей пружин и их точного изготовления. В ряде сцеплений используются пружины, расположенные между маховиком 1 и промежуточным диском 3 (рисунок 2.7, б).

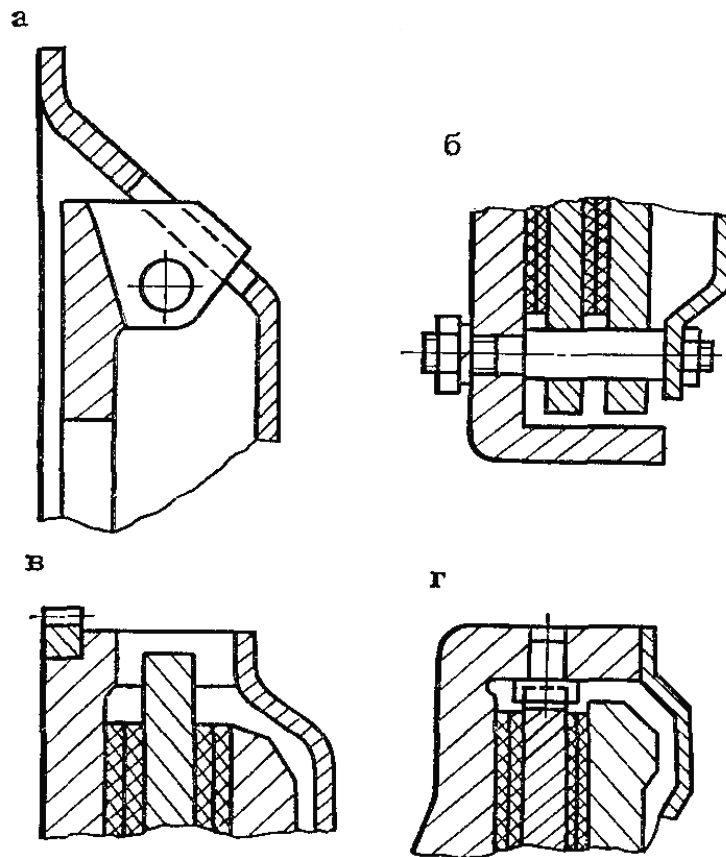
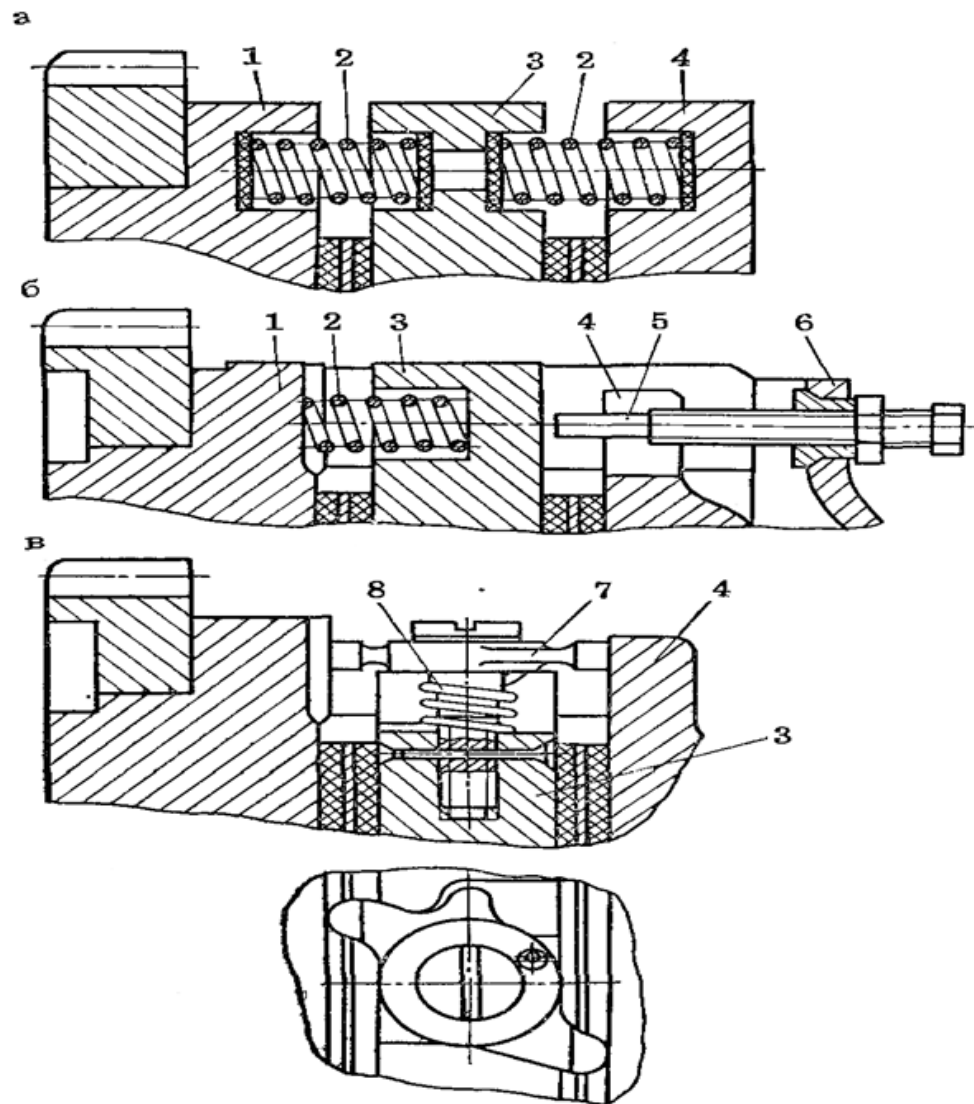


Рисунок 2.6 – Варианты соединения ведущих дисков с маховиком.

Среднее положение диска в выключенном сцеплении определяется упором 5, ввернутым в кожух 6 сцепления. В современных сцеплениях часто применяют устройства (рисунок 2.7, в), состоящие из рычагов 7, установленных в промежуточном диске 3. При выключении сцепления рычаги под действием винтовых пружин 8 поворачиваются против часовой стрелки, упираясь своими концами в маховик 1 и нажимной диск 4, в результате чего промежуточный диск устанавливается в среднее положение.



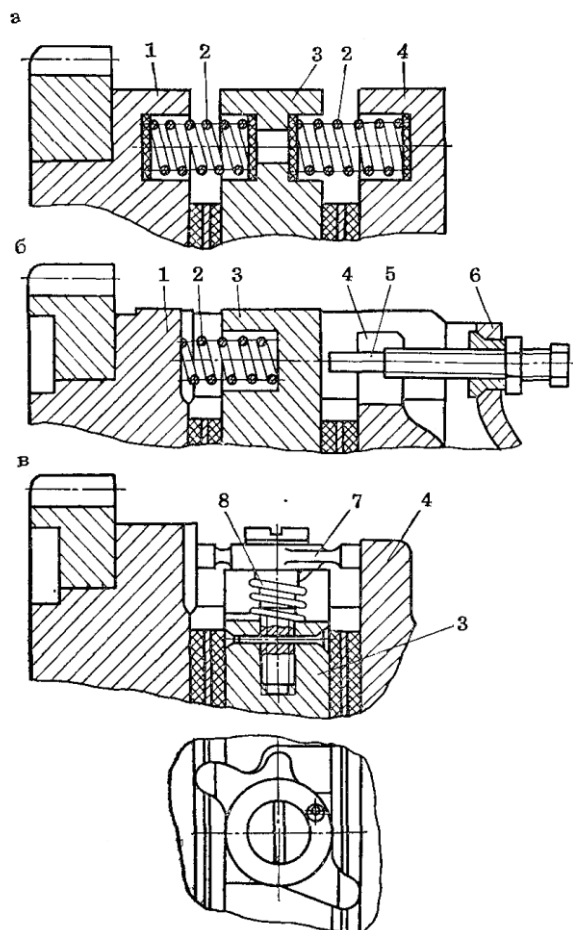


Рисунок 2.7 – Устройства для чистоты выключения двухдискового сцепления

Ведомый диск.

Ведомый диск (рисунок 2.8) устанавливается на шлицах первичного вала коробки передач и состоит из шлицевой ступицы, стального диска толщиной 2...3 мм, фрикционных накладок и гасителя крутильных колебаний. Для обеспечения лучшего контакта поверхностей трения, плавностью включения и предупреждения коробления при нагреве стремятся уменьшить осевую жесткость ведомых дисков. С этой целью их выполняют разрезными. За счет устройства Т-образных прорезей уменьшается ширина перемычек между секторами, которые в свою очередь могут последовательно отгибаться в разные стороны. Между диском и фрикционными накладками часто устанавливают пластинчатые пружины.

Головки заклепок размещаются в отверстиях противоположных накладок с зазором. В выключенном сцеплении диск и пластинчатые пружины находятся в свободном состоянии. При включении сцепления они распрямляются, благодаря чему усилие сжатия трущихся поверхностей нарастает более плавно. Поверхность трения фрикционных накладок может иметь вентиляционные канавки (обычно прямолинейные с небольшим увеличением глубины к периферии накладки) для удаления продуктов изнашивания.

В ведомый диск сцепления встраивают гасители крутильных колебаний, которые предназначены для снижения или полного устранения высокочастотных колебаний, возникающих в трансмиссии от действия периодических возмущений. Они изменяют упругую характеристику трансмиссии и уменьшают вероятность возникновения резонанса при совпадении собственных и вынужденных частот крутильных колебаний. Все гасители вне зависимости от их конструкции работают по принципу рассеивания энергии. Они состоят из упругого элемента, обеспечивающего относительное перемещение ведущей и ведомой частей диска, и диссипативного элемента, предназначенного для рассеивания энергии колебаний за счет трения. Упругими элементами являются пружины, торсионы, резина.

Наибольшее распространение в автомобилях получили гасители, в которых используется трение без смазочного материала, с применением пружин в качестве упругих элементов.

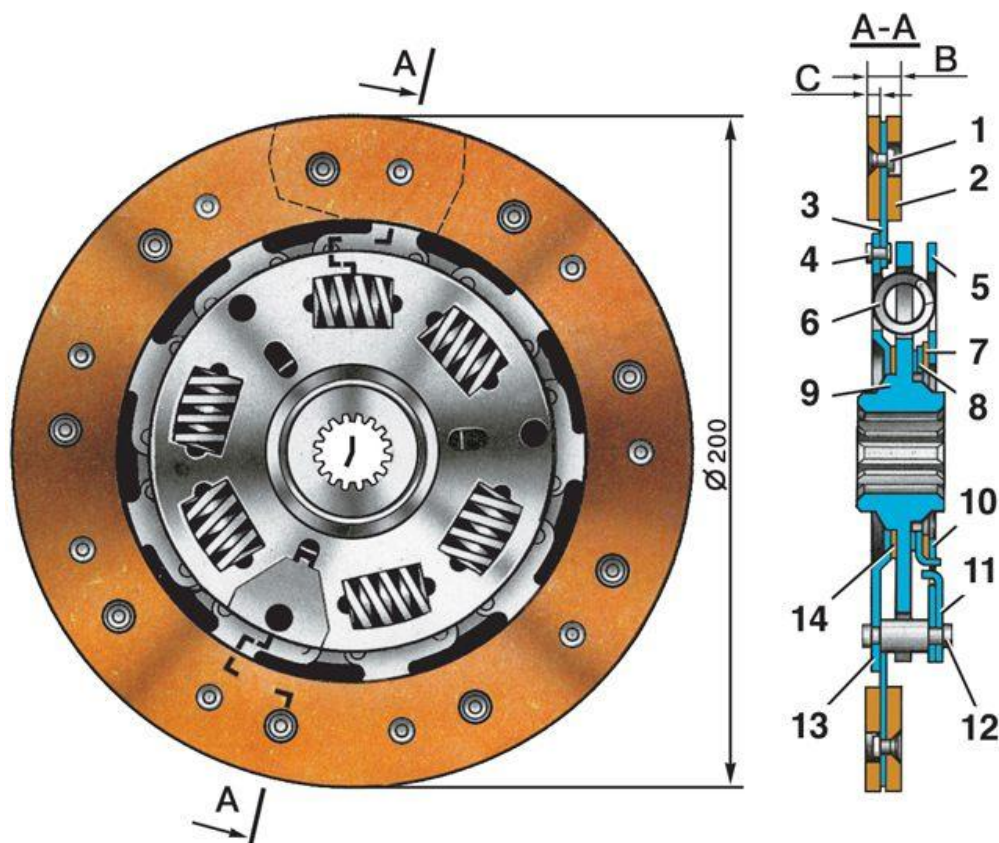


Рисунок 2.8 - Ведомый диск сцепления:

1 – заклепка крепления фрикционных накладок; 2 – фрикционная накладка; 3 – пружинная пластина; 4 – заклепка; 5 – пластина демпфера; 6 – пружина демпфера; 7,14 – кольца фрикционные; 8 – упорное кольцо демпфера; 9 – ступица ведомого диска; 10 – пружинное кольцо демпфера; 11 – балансировочный грузик; 12 – упорный палец; 13 – ведомый диск; В – размер 7,4 – 8,0 мм под нагрузкой 377,3 кгс; С – размер 1,5 мм, не менее

Получили распространение также гасители с нелинейной характеристикой, позволяющие более эффективно устранять крутильные колебания. Они имеют различную конструкцию: в одних — используют различной длины пружины, устанавливаемые в окна одинаковых размеров, которые включаются в работу последовательно; в других — последовательное включение в работу пружин обеспечивается соответствующим выбором размеров окон в дисках и ступице. В таких гасителях увеличено общее число пружин (обычно до 10); пружины одной жесткости равномерно чередуются с пружинами другой. Существуют

гасители, имеющие три комплекта пружин малой, средней и большой жесткости (соотношение жесткостей 1:10:20). Нелинейность характеристики гасителя может достигаться также использованием пластинчатых пружин или резиновых упругих элементов.

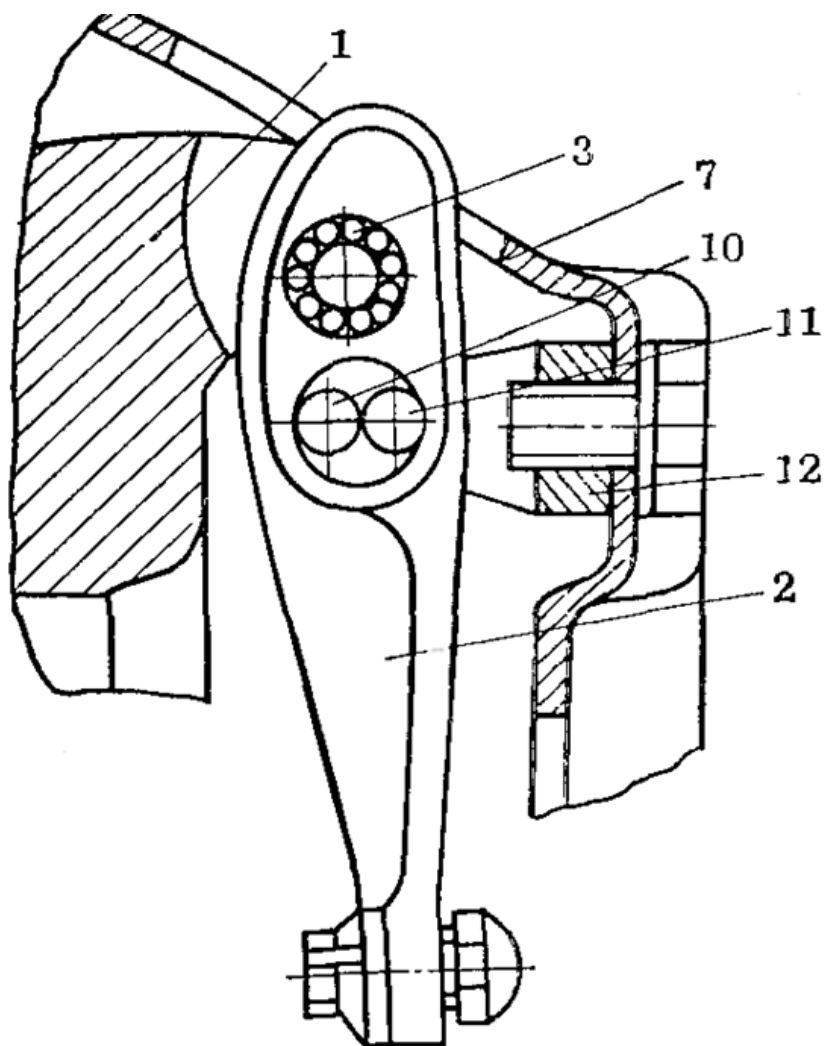
Отжимные рычаги.

Отжимные рычаги должны иметь высокое передаточное отношение (в автомобильных сцеплениях — 3,8...5,5) при малом трении в шарнирах. Число рычагов в сцеплении составляет 3...5, они устанавливаются по окружности равномерно радиально или наклонно для увеличения передаточного отношения. Чтобы не уменьшалось усилие сжатия трущихся поверхностей и не затруднялось выключение сцепления, должен отсутствовать поворот отжимных рычагов при действии центробежных сил.

Для уменьшения трения отжимные рычаги устанавливают на ножевых опорах, перекатывающихся роликах, игольчатых подшипниках. Одна из опор рычага выполняется жесткой, а вторая — должна компенсировать изменение расстояния между ними (около 1 мм) при повороте рычага.

Более совершенными являются конструкции с использованием в качестве одной опоры игольчатого подшипника 3 (рисунок 2.9 а), установленного в проушине нажимного диска 1. Другая опора образована осью 10 и перекатывающимся роликом 11, установленными на стойке 12, которая закреплена на внутренней стороне кожуха 7 сцепления. В современных сцеплениях рычаги чаще всего устанавливаются на двух игольчатых подшипниках 3 (рис. 2.12, б). Одна опора выполняется жесткой, обычно на нажимном диске 1, а конструкция второй опоры должна обеспечить компенсацию изменения расстояния между опорами при помощи гайки 4 с подвижной сферической опорой. Установка зазоров между рычагами 2 и упорным кольцом 6 (или подшипником) осуществляется гайками 4. Для удержания с некоторым усилием рычагов в определенном положении устанавливают оттяжные пружины 5.

При выключении сцепления происходит передача усилия от невращающейся муфты к вращающимся отжимным рычагам. Для уменьшения трения между этими деталями устанавливают подшипники скольжения или качения.



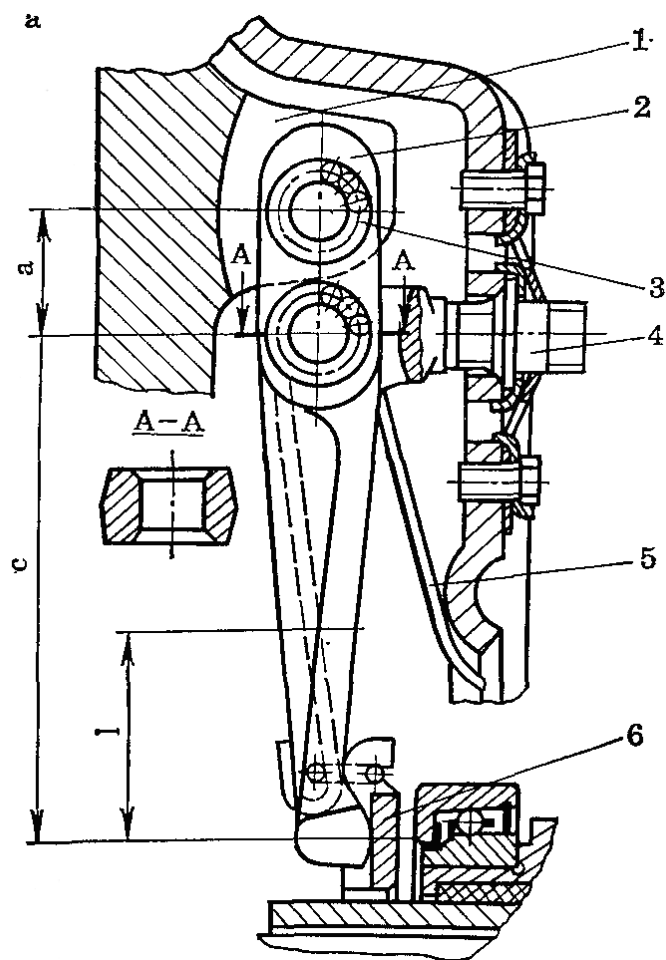


Рисунок 2.9 – Конструкция отжимных рычагов

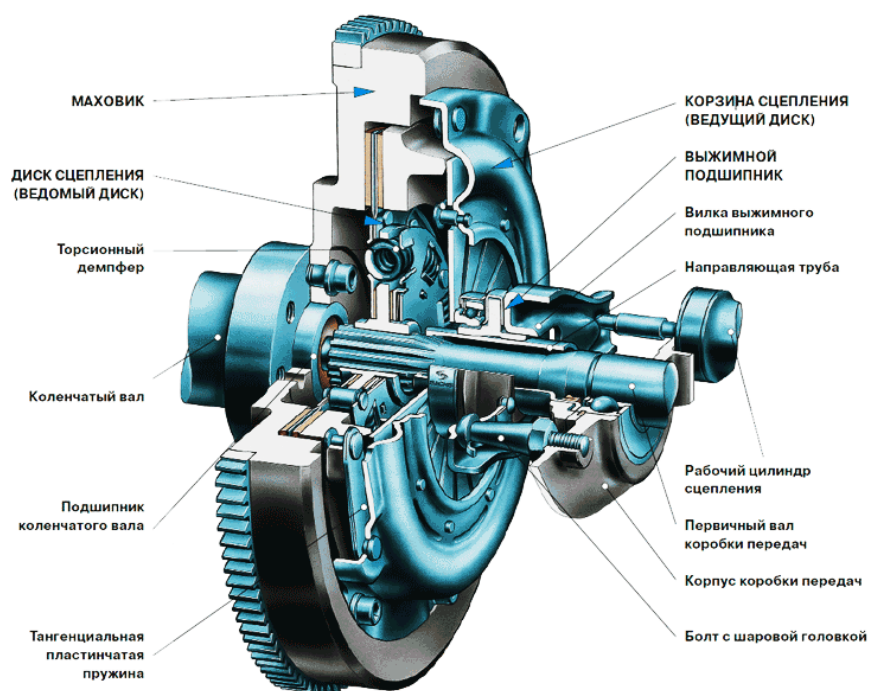


Рисунок 2.10 – Конструкция муфты сцепления.

Привод сцепления

Привод фрикционного сцепления может быть механическим, гидравлическим или электромагнитным. На большинстве автомобилей применяются механические и гидравлические приводы. Электромагнитный привод применяется редко, в основном при необходимости автоматизации процесса управления сцеплением. Для облегчения управления на некоторых автомобилях в приводе сцепления используют пневматические и вакуумные усилители.

В качестве привода сцепления небольших легковых автомобилей часто используют механический тросовый привод. Его преимуществами являются простота и дешевизна. Однако износ фрикционных накладок при таком типе привода приводит к изменению положения педали сцепления. Поэтому в конструкции тросового привода обычно предусмотрена возможность ручной или автоматической регулировки.

Гидравлический привод сцепления использует свойство не сжимаемости жидкости. В качестве рабочей жидкости используют такую же, что и в гидравлическом тормозном приводе. Привод имеет главный и рабочий цилиндры, соединенные между собой трубопроводом. Плунжер рабочего цилиндра через толкатель действует на вилку включения сцепления, связанную с выжимным подшипником. Для удаления воздуха из привода в цилиндрах гидравлического привода установлены специальные клапаны.

Иногда в гидравлическом приводе сцепления устанавливают демпфирующее устройство, которое гасит колебания, возникающие при взаимодействии выжимного подшипника с элементами выключения сцепления (рисунок 2.11).

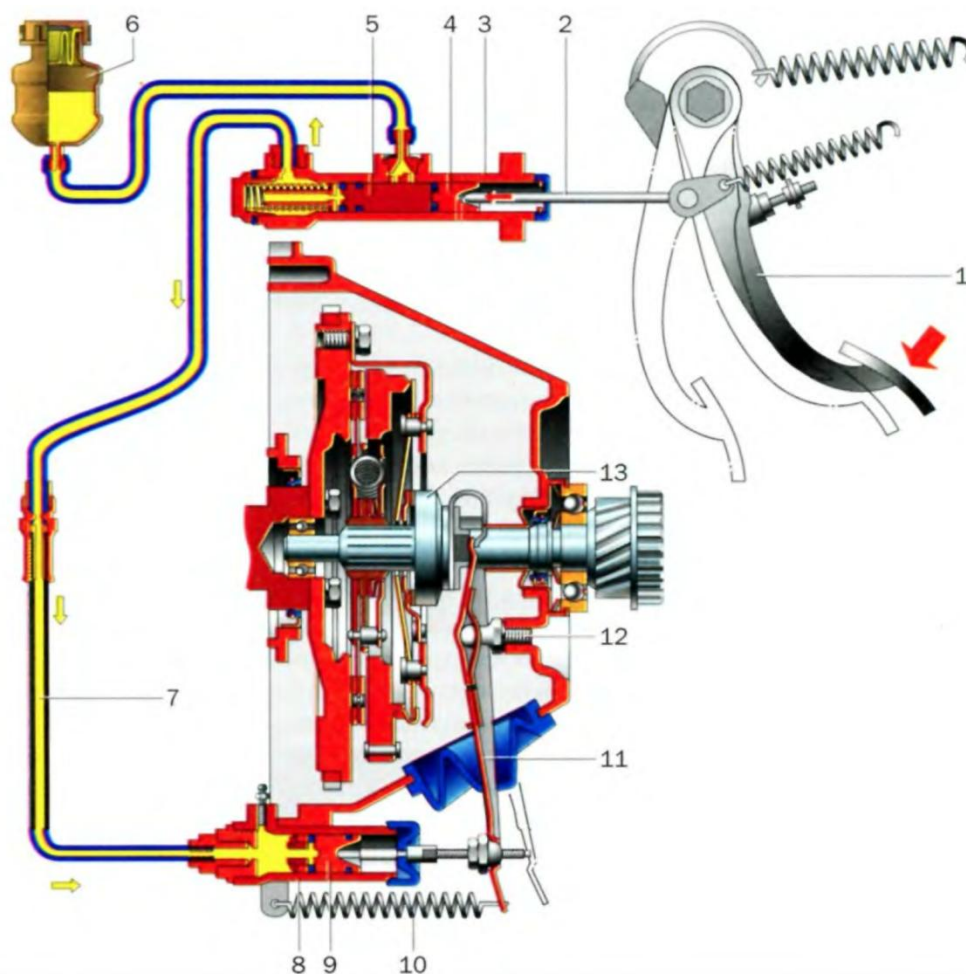


Рисунок 2.11 - Схема гидравлического привода сцепления: 1 — педаль; 2 — толкатель; 3 — главный цилиндр; 4 — поршень толкателя; 5 — поршень главного цилиндра; 6 — бачок; 7 — трубопровод; 8 — рабочий цилиндр; 9 — поршень; 10 — пружина; 11 — вилка; 12 — опора вилки; 13 — выжимной подшипник

Привод сцепления должен обеспечивать удобство управления, легкость управления, удобство компоновки, доступность, простоту и легкость регулировки, а также иметь высокий КПД.

Удобство управления сцеплением достигается ограничением полного хода педали сцепления, наибольшее значение которого не должно превышать 150... 180 мм. Такой ход педали обеспечивается путем применения ограничителя, предотвращающего сильное нагружение рычагов выключения сцепления при большом усилии на педали.

Легкость управления сцеплением обеспечивается ограничением усилия, прилагаемого к педали управления при выключении сцепления. Усилие на педали должно быть не более 200 Н. Для уменьшения усилия применяются усилители привода сцепления.

Высокий КПД и удобство компоновки достигаются путем применения привода управления соответствующей конструкции (например, гидравлического).

Доступность, простота и легкость регулировки привода обеспечивается его компоновкой и конструкцией. Регулировкой привода достигается чистое выключение и полное включение сцепления, а также сохраняется постоянное усилие нажимных пружин по мере изнашивания фрикционных накладок ведомого диска сцепления в процессе эксплуатации.

Установка пневматического усилителя (рисунок 2.12) в гидравлическом приводе позволяет значительно облегчить управление сцеплением — его выключение и удержание в выключенном состоянии. В случае выхода из строя пневматического усилителя выключение сцепления осуществляется только давлением жидкости. При этом усилие нажатия на педаль сцепления увеличивается до 600 Н.

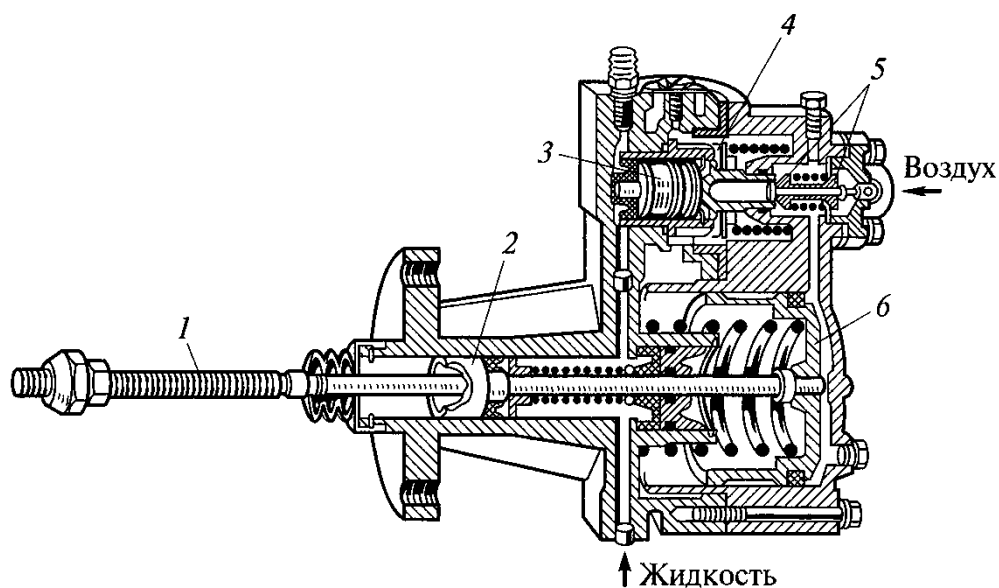


Рисунок 2.12 - Пневматический усилитель привода сцепления грузовых автомобилей КамАЗ:

1 — шток; 2, 3, 6 — поршни; 4 — диафрагма; 5 — клапаны

Пневматический усилитель гидропривода сцепления объединяет в себе рабочий цилиндр выключения сцепления с поршнем 2 и следящее устройство с поршнем 2, диафрагмой 4 и клапанами 5 управления (впускным и выпускным). Работает пневматический усилитель следующим образом. При нажатии на педаль сцепления рабочая жидкость воздействует на поршни 2 и 3, которые перемещаются. Поршень 3 прогибает диафрагму с седлом клапанов 5 управления. При этом выпускной клапан закрывается и открывается впускной клапан. Сжатый воздух через впускной клапан поступает в пневматический цилиндр усилителя и действует на поршень 6, который перемещается, оказывая дополнительное воздействие на шток 1 выключения сцепления. При отпускании педали сцепления давление жидкости на поршни 2 и 3 прекращается, они возвращаются в исходное положение под действием пружин. При этом закрывается впускной клапан и открывается выпускной клапан, через который сжатый воздух из пневматического усилителя выходит в окружающую среду, а поршень 6 перемещается в исходное положение.

Во всех рассмотренных ранее сцеплениях сила сжатия ведущих и ведомых деталей постоянна, так как создается усилием пружин. Она не зависит от передаваемого через сцепление крутящего момента. Поэтому при выключении сцепления всегда приходится преодолевать одно и то же усилие пружин, независимо от значения крутящего момента, которое обусловлено условиями движения автомобиля. Это значительно усложняет работу водителя.

Снижение затрат физических усилий при выключении сцепления достигается применением полуцентробежных и центробежных сцеплений.

Полуцентробежным называется фрикционное сцепление, в котором сжатие ведущих и ведомых деталей осуществляется совместно пружинами и центробежными грузиками. В полуцентробежном сцеплении (рисунок 2.13) применяются более слабые (по сравнению с обычным сцеплением)

нажимные периферийные пружины 2 и центробежные грузики 1, выполненные как единое целое с рычагами выключения сцепления. Усилие сжатия от центробежных грузиков зависит от скорости их вращения, т.е. от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Чем больше частота вращения коленчатого вала, тем больше центробежные силы, действующие на грузики, и тем больше усилие, создаваемое грузиками, и наоборот. Поэтому при трогании автомобиля с места для удержания педали сцепления в выключенном состоянии, когда частота вращения коленчатого вала низкая, требуется небольшое усилие. Но при переключении передач, особенно при высоких скоростях движения автомобиля, к педали сцепления необходимо прикладывать значительное усилие для преодоления суммарной силы сжатия пружин и центробежных грузиков. Кроме того, при движении автомобиля в тяжелых дорожных условиях с небольшой скоростью сцепление может пробуксовывать, что приводит к снижению его долговечности. В связи с этим полуцентробежные сцепления на современных автомобилях применяются очень редко.

Центробежным называется фрикционное сцепление, в котором сжатие ведущих и ведомых деталей осуществляется центробежными грузиками.

Центробежное сцепление является разомкнутым. Оно выключено при неработающем двигателе и выключается автоматически при малой частоте вращения коленчатого вала. При выключенном сцеплении реактивный диск 2 (рисунок 2.13) находится на некотором расстоянии от нажимного диска 7. Положение реактивного диска обусловлено рычагами 5, концы которых упираются в выжимной подшипник муфты 6 выключения, а муфта фиксируется упором 7. Нажимной диск подтягивается к реактивному диску отжимными пружинами 8. Это обеспечивает необходимый зазор между нажимным диском 7, ведомым диском 10 и маховиком 11 двигателя.

При увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя центробежные грузики 9 под действием центробежных сил расходятся. Грузики упираются хвостовиками в нажимной 1 и реактивный 2 диски,

перемещают нажимной диск к маховику, создавая при этом давление на ведомый диск 10. При небольшой деформации пружин 4, что происходит даже при незначительном увеличении частоты вращения коленчатого вала, рычаги 5 выключения поворачиваются на своих опорах и между концами рычагов 5 и выжимным подшипником муфты 6 выключения образуется необходимый зазор.

При торможении автомобиля до полной остановки сцепление автоматически выключается и исключает остановку двигателя. При переключении передач сцепление выключается с помощью педали. Торможение автомобиля двигателем при малых скоростях движения (на спуске, при движении накатом) возможно только при перемещении упора 7, для чего имеется специальный привод с места водителя. В этом случае сцепление включается нажимными пружинами 4, установленными между реактивным диском 2 и кожухом 3, и сцепление становится постоянно замкнутым.

Центробежное сцепление обеспечивает плавность включения при трогании автомобиля с места и автоматическое выключение при снижении частоты вращения коленчатого вала до минимального значения, препятствуя остановке двигателя. Однако сцепление может пробуксовывать при малых скоростях движения автомобиля в тяжелых дорожных условиях.

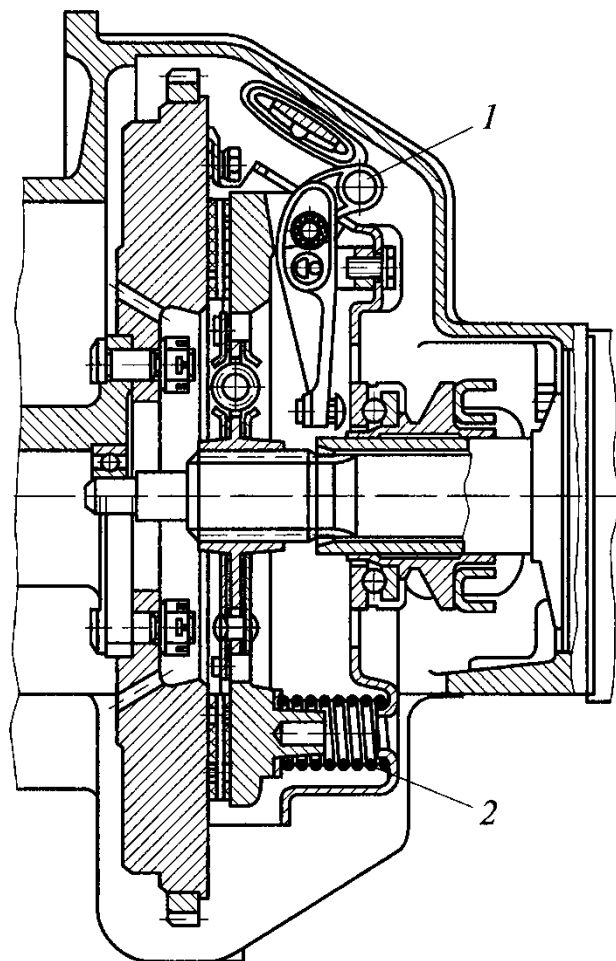


Рисунок 2.13 – Конструкция полуцентробежного и центробежного сцепления
а – полуцентробежное сцепление; б – схема; в – конструкция; 1 —
 нажимной диск; 2— реактивный диск; 3 — кожух; 4, 8 — пружины; 5 —
 рычаг; 6 — муфта; 7 — упор; 9 — грузики; 10 — ведомый диск; 11—
 маховик.

Электромагнитные сцепления. Электромагнитным называется сцепление, в котором сжатие ведущих и ведомых деталей осуществляется электромагнитными силами. Электромагнитные сцепления являются постоянно разомкнутыми.

Схема электромагнитного фрикционного сцепления представлена на рисунке 2.14. Нажимной диск 2 соединен пальцами с диском 4, в котором находится электромагнит 8. К электромагниту подводится ток от генератора

через щетки 7 и контактные кольца 5. Якорь 3 электромагнита закреплен на кожухе 1 сцепления, который связан с маховиком // двигателя.

При малой частоте вращения коленчатого вала двигателя сцепление выключено пружинами 9. При увеличении частоты вращения коленчатого вала ток, подводимый к электромагниту, создает магнитное поле, и электромагнит притягивается к якорю. Вместе с электромагнитом перемещается нажимной диск 2, который прижимает ведомый диск 10 к маховику 11 двигателя, и сцепление включается.

При переключении передач сцепление выключается контактным устройством, которое находится в рычаге переключения передач и прерывает поступление тока в электромагнит.

Муфта 6 предназначена для блокировки сцепления при пуске двигателя буксированием автомобиля.

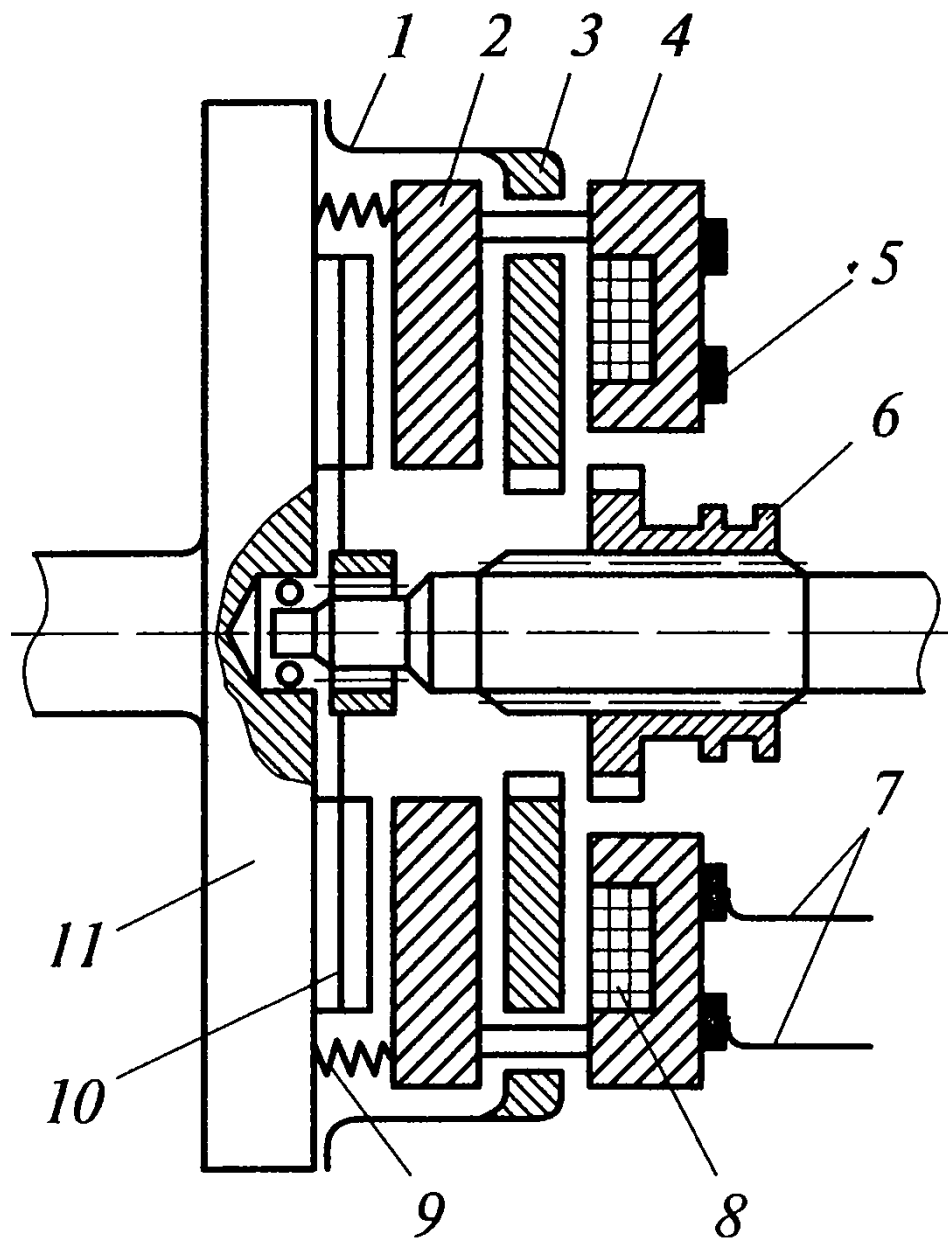


Рисунок 2.14 – Схема электромагнитного порошкового (а) и фрикционного (б) сцепления; а: А, Б, В — зазоры; 1 — ведущая часть; 2 — неподвижный корпус; 3 — обмотка возбуждения; 4 — ведомая часть

б: 1 — кожух; 2 — нажимной диск; 3 — якорь; 4 — диск; 5 — кольцо; 6 — муфта; 7 — щетки; 8 — электромагнит; 9 — пружина; 10 — ведомый диск; 11 — маховик

Электромагнитное порошковое сцепление получило некоторое распространение на автомобилях малого класса. Ведущим элементом сцепления является маховик с закрепленными на нем магнитопроводами с обмотками возбуждения. Ведомый диск закреплен на ведущем вале коробки передач. Между магнитопроводами и ведомым диском имеется воздушный зазор, в который вводится специальный фрикционный порошок, обладающий высокими магнитными свойствами. При отсутствии тока в обмотках возбуждения между ведущими и ведомыми элементами сцепления силовой связи нет — сцепление выключено. Если к обмоткам возбуждения подводится электрический ток, то за счет образования магнитного поля, частицы порошка выстраиваются по силовым линиям магнитного поля, и создается силовое взаимодействие между ведущими и ведомыми элементами сцепления. Силовая связь зависит от силы тока, поступающего в обмотку возбуждения. Основное достоинство такой конструкции заключается в том, что управление сцеплением можно перенести с педали сцепления на ручной, кнопочный вариант управления, что актуально для водителей с ограниченными физическими возможностями.

Электромагнитные сцепления относятся к сцеплениям с автоматическим управлением, у которых педаль сцепления на автомобиле обычно отсутствует. Автоматическое управление сцеплением может быть обеспечено применением вакуумного, пневматического, гидравлического, электрического или комбинированного приводов.

В трансмиссиях современных автомобилей (тракторов) и других транспортных средств используются в основном фрикционные дисковые сцепления, которые можно классифицировать следующим образом:

- 1. По числу ведомых элементов (дисков) — однодисковые, двухдисковые и многодисковые. Однодисковые сцепления применяются в трансмиссиях легковых автомобилей со ступенчатыми коробками передач и в механических трансмиссиях автобусов, грузовых автомобилей и легких

кторов. Двухдисковые сцепления обычно применяют в трансмиссиях легких грузовиков, тракторов и некоторых больших автобусов. Многодисковые сцепления используют на мотоциклах, гусеничных тракторах и в качестве переключающих муфт — в автоматических коробках передач автомобилей и автобусов, а также в коробках передач тракторов.

- 2. *По рабочей среде* — сухие и работающие в масляной ванне (тумане). Одно- и двухдисковые сцепления работают без смазки, т. е. относятся к сухим. Многодисковые сцепления работают в масляной ванне или в масляном тумане.

- 3. *По способу прижатия фрикционных поверхностей* — с центральными и дифференциально расположенными пружинами, с одной центральной пружиной, с дифференциальной пружиной, центробежные. В настоящее время, благодаря своим преимуществам, наибольшее распространение в трансмиссиях автомобилей получают сцепления, у которых прижатие рабочих фрикционных поверхностей осуществляется дифференциальной пружиной.

- 4. *По способу управления* — с принудительным управлением, с частично автоматизированным или полностью автоматическим управлением (их обычно называют «автоматическими сцеплениями»). Сцепления с принудительным управлением полностью управляются водителем, наиболее распространенный тип сцеплений для автомобилей и тракторов со сцепными коробками передач. Сцепления с частично автоматизированным управлением снабжены автоматическими устройствами, которые берут на себя часть управляющих функций, например, выключение сцепления при включении передач или обеспечение плавности включения при трогании с места. Полностью автоматические сцепления не требуют управляющих действий со стороны водителя.

3. Расчет показателей автомобиля

3.1 Расчет эксплуатационных показателей автомобильного двигателя

Основной задачей расчета показателей эксплуатационных свойств автомобиля является подбор параметров шасси и двигателя, которые удовлетворяли бы требованиям, включенным в техническое задание на проектирование(модернизацию) автомобиля.

Исходными данными для выполнения первой части проекта являются:

1. Тип и марка автомобиля – ГАЗ 3307;
2. Грузоподъемность - $G_r = 4,0$ т;
3. Коэффициент грузоподъемности - $\eta_G = 0,96$;
4. Число передач переднего хода - $Z = 5$;
5. Максимальная скорость автомобиля на прямой передаче $v_{\max} = 83$ км/ч ;
6. Коэффициент суммарно дорожного сопротивления $\psi = 0,025$

Эксплуатационный (полный) вес для грузового автомобиля:

$$G = G_0 + G_r, H,$$

где: G_0 – собственный снаряженный вес автомобиля, Н;

G_r – вес груза по номинальной грузоподъемности, Н.

$$G_r = 40000 \text{ Н.}$$

Собственный вес снаряженного автомобиля можно определить через коэффициент грузоподъемности:

$$G_0 = \frac{G_r}{\eta_G}, H,$$

где: η_G – коэффициент грузоподъемности (по заданию $\eta_G = 0,96$)

Тогда полный вес грузового автомобиля:

$$G = \frac{G_r}{\eta_G} + G_r = G_r \cdot \left(1 + \frac{1}{\eta_G}\right), H$$

$$G = 40000 \cdot \left(1 + \frac{1}{0,96}\right) = 81,67 \text{ кН}$$

Эксплуатационная мощность автомобильного двигателя

Мощность автомобильного двигателя, необходимая для движения полностью груженого автомобиля с установившейся максимальной скоростью в заданных дорожных условиях, определяют по формуле:

$$N_{e(v_{\max})} = \frac{v_{\max}}{3600 \cdot \eta_{TP}} \cdot \left(\Psi \cdot G + \frac{K \cdot F \cdot v_{\max}^2}{13} \right), \text{ кВт},$$

где: $v_{\max}$ – максимальная скорость автомобиля на прямой передаче в заданных дорожных условиях ($v_{\max} = 83$ км/ч);

η_{TP} – механический КПД трансмиссии, соответствующий кинематической схеме автомобиля прототипа;

Ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления ($\Psi = 0,025$);

G – полный эксплуатационный вес автомобиля ($G = 81670$ Н);

K – коэффициент обтекаемости автомобиля (принимается по таблице П.1.7 в зависимости от габаритной площади автомобиля $F_r = B_1 \cdot H, \text{ м}^2$, выбранной по таблице П.1.8);

F – площадь лобового сопротивления автомобиля, определяемая по формуле для грузового автомобиля:

$$F = B \cdot H, \text{ м}^2,$$

где: B – ширина колеи автомобиля, м;

H – габаритная высота автомобиля, м;

B и H выбирают по автомобилю-прототипу.

$$B = 1,66 \text{ м}; H = 2,32 \text{ м}.$$

$$F = 1,66 \cdot 2,32 = 3,98 \text{ м}^2$$

Принимаем $K = 0,58 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-4}$ из таблицы 1.7 [1].

Используя кинематическую схему автомобиля-прототипа [1], подсчитываем механический КПД трансмиссии на высшей передаче(при движении с максимальной скоростью):

$$\eta_{TP} = \eta_{\Pi}^{n_1} \cdot \eta_K^{n_2} \cdot \eta_D^m \cdot \eta_X,$$

где η_X - КПД, учитывающий потери в трансмиссии при выбеге. $\eta_X = 0,97$;

η_{Π}, η_K - КПД, соответственно цилиндрической и конической пар шестерен.

$$\eta_{\Pi} = 0,99; \eta_K = 0,978 ;$$

η_D - КПД, учитывающий потери в двигателе. $\eta_D = 0,996$;

n_1, n_2 - число пар соответственно цилиндрических и конических шестерен находящиеся в зацеплении на данной передаче.

Принимаем $n_1 = 2; n_2 = 1$;

m - число ведущих колес. Принимаем $m = 2$.

$$\text{Тогда } \eta_{TP} = 0,99^2 \cdot 0,978^1 \cdot 0,996 \cdot 0,97 = 0,92$$

$$N_{e(v_{MAX})} = \frac{83}{3600 \cdot 0,92} \cdot \left(0,025 \cdot 81670 + \frac{0,58 \cdot 3,98 \cdot 83^2}{13} \right) = 81,7 \text{ кВт} .$$

Для обеспечения необходимых динамических качеств автомобиля в режиме средних эксплуатационных скоростей определяют максимальную мощность двигателя по формуле С.Р. Лейдермана

$$N_{e_{\max}} = \frac{N_{e(v_{\max})}}{C_1 \lambda + C_2 \lambda^2 - C_3 \lambda^3}, \text{ кВт},$$

где C_1, C_2, C_3 – эмпирические коэффициенты, зависящие от типа и конструкции двигателя. Для карбюраторных двигателей с ограничителем

$$C_1 = 0,73; C_2 = 1,45; C_3 = 1,17$$

λ - соотношение частот вращения вала двигателя. Для карбюраторных двигателей с ограничителем принимаем $\lambda = 0,85$

$$N_{e_{\max}} = \frac{81,7}{0,73 \cdot 0,85 + 1,45 \cdot 0,85 - 1,17 \cdot 0,85} = 89,42 \text{ кВт}$$

Расчетное значение максимальной эффективной мощности округляют в сторону большего числа.

Проверка:

$$N_{e_{\max}} = (1,05 \dots 1,10) \cdot N_{e(g_{\max})};$$

$$N_{e_{\max}} = (1,05 \dots 1,10) \cdot 81,7 = 86,3 \dots 89,9 \text{ кВт};$$

$$81,7 \leq 89,42 \leq 89,9 \text{ кВт}$$

Расчеты проведены верно.

Принимаем $N_{e_{\max}} = 90 \text{ кВт}$.

Принимаем $N_{e_{\max}} = N_{e_n} = 90 \text{ кВт}$.

3.2 Расчет показателей и построение внешней скоростной характеристики искрового двигателя.

Построение кривых скоростной характеристики ведется в интервале: для искровых двигателей с ограничителем частоты вращения от

$$n_{\min} = 600 \dots 1000 \text{ мин}^{-1} \text{ до } n_{e_{\max}} = \lambda \cdot n_{e(Ne_{\max})}; \quad n_{e_{\max}} = 0,85 \cdot 3500 = 2975 \text{ мин}^{-1}.$$

Разбиваем интервал на 12 частей и расписываем в таблицу 1.

Расчетные (промежуточные) точки кривых внешней скоростной характеристики для карбюраторных двигателей определяют по формулам:
эффективная мощность:

$$N_{e_i}^{BH} = N_{e_{\max}} \cdot \frac{n_{e_i}}{n_{e(Ne_{\max})}} \cdot \left[1 + \frac{n_{e_i}}{n_{e(Ne_{\max})}} - \left(\frac{n_{e_i}}{n_{e(Ne_{\max})}} \right)^2 \right], \text{ кВт};$$

эффективный крутящий момент:

$$M_{e_i} = 9554 \cdot \frac{N_{e_i}^{BH}}{n_{e_i}}, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

удельный эффективный расход топлива:

$$g_{e_i} = g_{e(Ne_{\max})} \cdot \left[1,2 - 1,2 \cdot \frac{n_{e_i}}{n_{e(Ne_{\max})}} + \left(\frac{n_{e_i}}{n_{e(Ne_{\max})}} \right)^2 \right], \text{ г/кВт}\cdot\text{ч};$$

часовой расход топлива:

$$G_{T_i} = g_{e_i} \cdot N_{e_i}^{BH} \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч.}$$

Результаты расчетов показателей заносим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Расчетные значения показателей скоростной характеристики двигателя

Расчетные точки	Технико-экономические показатели двигателя				
	$n_{e_i}, \text{ мин}^{-1}$	$N_{e_i}, \text{ кВт}$	$M_{e_i}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$g_{e_i}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$	$G_{T_i}, \text{ кг/ч}$
1	800	19,2	229,2	368	6,6
2	1000	27,8	266,1	356,7	9,9
3	1400	40,2	274,3	334,4	11,4
4	1600	47,1	275,1	327,6	13,1
5	1800	52	276,3	321,9	16,7
6	2000	58,2	274,2	320,1	18,7
7	2200	62,8	272,2	319,5	20
8	2400	71,6	263,1	324,1	21,7
9	2600	73,9	258,4	326,9	23,4
10	2800	76,5	253,8	337	25,2
11	2975	80,6	249	342	26,6
12	3500	90	221,1	380	30,7

Пользуясь расчетными данными таблицы, строят внешнюю скоростную характеристику двигателя.

$$N_{e_1}^{BH} = N_{e_{\max}} \cdot \frac{n_{e_1}}{n_{e(Ne_{\max})}} \cdot \left[1 + \frac{n_{e_1}}{n_{e(Ne_{\max})}} - \left(\frac{n_{e_1}}{n_{e(Ne_{\max})}} \right)^2 \right];$$

$$N_{e_1}^{BH} = 90 \cdot \frac{800}{3500} \cdot \left[1 + \frac{800}{3500} - \left(\frac{800}{3500} \right)^2 \right] = 19,2 \text{ кВт}.$$

Аналогично найдем следующие значения.

$$M_{e_1} = 9554 \cdot \frac{N_{e_i}^{BH}}{n_{e_i}}; M_{e_1} = 9554 \cdot \frac{19,2}{800} = 229,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Аналогично найдем следующие значения.

$$g_{e_1} = g_{e(Ne_{\max})} \cdot \left[1,2 - 1,2 \cdot \frac{n_{e_i}}{n_{e(Ne_{\max})}} + \left(\frac{n_{e_i}}{n_{e(Ne_{\max})}} \right)^2 \right];$$

$$g_{e_1} = 380 \cdot \left[1,1 - 1,1 \cdot \frac{800}{3500} + \left(\frac{800}{3500} \right)^2 \right] = 368 \text{ з} / \text{кВт} \cdot \text{ч}$$

Аналогично найдем следующие значения.

$$G_{T_1} = g_{e_1} \cdot N_{e_1}^{BH} \cdot 10^{-3}; G_{T_1} = 368 \cdot 19,2 \cdot 10^{-3} = 6,6 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Аналогично найдем следующие значения.

3.2 Тягово-экономический расчет автомобиля

3.2.1 Расчет и выбор передаточных чисел агрегатов механической трансмиссии

Расчет передаточного числа главной передачи

Учитывая, что при движении автомобиля на прямой передаче передаточное число коробки передач $i_k = 1$, а скорость движения автомобиля будет максимальной $v_{\max}$, передаточное число главной передачи равно:

$$i_0 = 0,377 \cdot \frac{n_{e(v_{\max})} \cdot r_k}{v_{\max}},$$

где r_k - расчетный радиус качения ведущих колес с пневматической шиной автомобиля, определяемый по формуле:

$$r_k = 0,0254 \cdot (0,5 \cdot d + b_h) \cdot \lambda_u, \text{ м},$$

где d – посадочный диаметр шины, в дюймах;

b_h – высота профиля шины, в дюймах.

$\lambda_{ш}$ - коэффициент рабочей деформации шин. Для грузовых автомобилей $\lambda_{ш} = 0,930 \dots 0,935$. Принимаем $\lambda_{ш} = 0,93$.

$$r_k = 0,0254 \cdot (0,5 \cdot 20 + 9) \cdot 0,93 = 0,43 \text{ м.}$$

Получим, что передаточное число главной передачи равно:

$$i_0 = 0,377 \cdot \frac{2975 \cdot 0,43}{83} = 6$$

Расчет и подбор передаточных чисел коробки передач

Определение передаточных чисел коробки передач начинают с расчета передаточного числа на первой передаче из условия преодоления автомобилем максимальных дорожных сопротивлений по формуле:

$$i_{k_1}^{(\psi_{\max})} \geq \frac{\psi_{\max} \cdot G \cdot r_k}{M_{e_{\max}} \cdot \eta_{TP_1} \cdot i_0},$$

где $\psi_{\max}$ - максимальное значение коэффициента суммарного сопротивления дороги: для грузовых автомобилей $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,40$, принимаем $\psi_{\max} = 0,35$;

$M_{e_{\max}}$ - максимальный эффективный крутящий момент двигателя.

Определяют по внешней скоростной характеристике, $M_{e_{\max}} = 276,3 \text{ н} \cdot \text{м}$;

η_{TP_1} - механический КПД трансмиссии на первой передаче,

$$\eta_{TP_1} = 0,92$$

i_0 – передаточное число главной передачи.

$$i_{k_1}^{(\psi_{\max})} \geq \frac{0,35 \cdot 81670 \cdot 0,43}{276,3 \cdot 0,92 \cdot 6} = 8,0$$

Чтобы исключить буксование ведущих колес автомобиля на первой передаче при работе на режиме максимального крутящего момента двигателя, необходимо выполнить условие:

$$i_{k_1}^{(\delta)} \leq \frac{\varphi_{\max} \cdot \lambda_k \cdot G \cdot r_k}{M_{e_{\max}} \cdot \eta_{TP_1} \cdot i_0},$$

где λ_k - коэффициент нагрузки ведущих колес: для заднеприводных автомобилей 2х4 $\lambda_k = 0,7$;

$\varphi_{\max}$ - максимальный коэффициент сцепления колес с дорогой(принимают для случая движения автомобиля по сухому асфальтобетонному покрытию $\varphi_{\max} = 0,6...0,8$, принимаем $\varphi_{\max} = 0,72$).

$$i_{k_1}^{(\delta)} \geq \frac{0,72 \cdot 0,7 \cdot 81670 \cdot 0,43}{276,3 \cdot 0,92 \cdot 6} = 11,6$$

Окончательный выбор передаточного числа коробки передач на первой передаче(i_{k_1}) производят из условия движения автомобиля с минимальной скоростью в стесненных условиях:

$$i_{k_1} = 0,377 \cdot \frac{n_{e(v_{\min})} \cdot r_k}{i_0 \cdot v_{\min}},$$

Для легковых автомобиля частота вращения $n_{e_{\min}} = 600...1000 \text{ мин}^{-1}$, что соответствует $v_{\min} \geq 3,5...6,0 \text{ км/ч}$.

$$i_{k_1} = 0,377 \cdot \frac{1000 \cdot 0,43}{6 \cdot 4} = 8,1.$$

Таким образом, передаточное число первой передачи должно лежать в пределах, обеспечивающих преодоление автомобилем максимального дорожного сопротивления при отсутствии буксования ведущих колес и обеспечивающего движение автомобиля на минимально возможной скорости:

$$i_{k_1}^{(\psi_{\max})} \leq i_{k_1} \leq i_{k_1}^{(\delta)}$$

$$8 \leq 8,1 \leq 11,6$$

Остальные передаточные числа коробки передач определяются по закону геометрической прогрессии, при условии, что в момент переключения передач скорость является постоянной ($v = \text{const}$), т.е.

$$v_{\max}^1 = v_{\min}^2, \quad v_{\max}^2 = v_{\min}^3 \text{ и т.д.}$$

Это свидетельствует о том, что при переходе от одной передачи к другой интервал изменения частоты вращения коленчатого вала при разгоне автомобиля остается неизменным.

В соответствии с законом геометрической прогрессии отношение передаточных чисел соседних передач есть величина постоянная, называемая знаменателем геометрической прогрессии (q):

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{i_{k_1}}{i_{k_z}}}$$

В частном случае, если высшая передача является прямой, то $i_{k_z} = 1$, тогда:

$$q = \sqrt[z-1]{i_{k_1}},$$

где z – число передач у автомобиля.

$$q = \sqrt[4]{8,1} = 1,68$$

Передаточные числа коробки передач на остальных передачах определяются по формулам:

$$i_{k_2} = \frac{i_{k_1}}{q} = \frac{8,1}{1,68} = 4,8; \quad i_{k_3} = \frac{i_{k_1}}{q^2} = \frac{8,1}{1,68^2} = 2,85;$$

$$i_{k_4} = \frac{i_{k_1}}{q^3} = \frac{8,1}{1,68^3} = 1,69. \quad i_{k_5} = \frac{i_{k_1}}{q^4} = \frac{8,1}{1,68^4} = 1$$

Расчет передаточных чисел трансмиссии

Передаточные числа трансмиссии на каждой передаче определяют по формуле:

$$i_{TP_z} = i_0 \cdot i_{k_z},$$

где i_{k_z} - передаточное число коробки передач на данной передаче.

$$i_{TP_1} = 6 \cdot 8,1 = 48,6; \quad i_{TP_2} = 6 \cdot 4,8 = 28,8;$$

$$i_{TP_3} = 6 \cdot 2,85 = 17,1; \quad i_{TP_4} = 6 \cdot 1,69 = 10,1.$$

$$i_{TP_5} = 6 \cdot 1 = 6.$$

3.2.2 Расчет скоростей автомобиля

Для выбранных расчетных точек (n_{e_i}) по частоте вращения коленчатого вала:

для карбюраторных двигателей от $n_{e_{\min}}$ до $n_{e_{\max}}$, подсчитывают величины скоростей автомобиля на каждой передаче

$$v_i^{(z)} = 0,377 \cdot \frac{n_{e_i} \cdot r_k}{i_{TP_z}}, \text{ км / ч.}$$

Число расчетных точек «i» по частоте вращения коленчатого вала двигателя

n_{e_i} следует брать не менее шести.

$$1 - 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad 4 - 2200 \text{ мин}^{-1};$$

$$2 - 1400 \text{ мин}^{-1}; \quad 5 - 2600 \text{ мин}^{-1};$$

$$3 - 1800 \text{ мин}^{-1}; \quad 6 - 2975 \text{ мин}^{-1}.$$

$$v_1^{(1)} = 0,377 \cdot \frac{1000 \cdot 0,43}{48,6} = 3,33 \text{ км / ч};$$

$$v_2^{(1)} = 0,377 \cdot \frac{1400 \cdot 0,43}{48,6} = 4,67 \text{ км / ч};$$

$$v_3^{(1)} = 0,377 \cdot \frac{1800 \cdot 0,43}{48,6} = 6 \text{ км / ч};$$

$$v_4^{(1)} = 0,377 \cdot \frac{2200 \cdot 0,43}{48,6} = 7,3 \text{ км / ч};$$

$$v_5^{(1)} = 0,377 \cdot \frac{2600 \cdot 0,43}{48,6} = 8,67 \text{ км / ч};$$

$$v_6^{(1)} = 0,377 \cdot \frac{2975 \cdot 0,43}{48,6} = 9,9 \text{ км / ч}.$$

Для остальных передач расчет производим аналогично, и данные заносим в таблицу 2.

3.2.3 Расчет динамического фактора и построение динамической характеристики автомобиля

Для наглядного представления об изменении динамического фактора в зависимости от установившейся скорости полностью груженого автомобиля на различных передачах служит динамическая характеристика.

С учетом выбранных расчетных точек n_{e_i} определяют силу тяги на колесах, силу сопротивления воздуху и динамический фактор.

Величина касательной силы тяги на каждой передаче:

$$P_{k_i}^{(z)} = \frac{M_{e_i} \cdot \eta_{TP} \cdot i_{TP}^z}{r_k}, H$$

Значения крутящего момента M_{e_i} берут из таблицы 1 или определяют по внешней скоростной характеристике двигателя.

$$P_{k_1}^{(1)} = \frac{266,2 \cdot 0,92 \cdot 48,6}{0,43} = 27676,7 H;$$

$$P_{k_2}^{(1)} = \frac{274,3 \cdot 0,92 \cdot 48,6}{0,43} = 28522 H;$$

$$P_{k_3}^{(1)} = \frac{276,3 \cdot 0,92 \cdot 48,6}{0,43} = 28730 H;$$

$$P_{k_4}^{(1)} = \frac{272,7 \cdot 0,92 \cdot 48,6}{0,43} = 28855 H;$$

$$P_{k_5}^{(1)} = \frac{263 \cdot 0,92 \cdot 48,6}{0,43} = 27347 H;$$

$$P_{k_6}^{(1)} = \frac{249 \cdot 0,92 \cdot 48,6}{0,43} = 25922 H.$$

Для остальных передач расчет производим аналогично, и данные заносим в таблицу 2.

Величина силы сопротивления воздуха на каждой передаче:

$$P_{w_i}^{(z)} = \frac{K \cdot F \cdot v_i^{2(z)}}{13}, H$$

$$P_{w_1}^{(1)} = \frac{0,58 \cdot 3,98 \cdot 3,33^2}{13} = 1,97 H;$$

$$P_{w_2}^{(1)} = \frac{0,58 \cdot 3,98 \cdot 4,68^2}{13} = 3,87 H;$$

$$P_{w_3}^{(1)} = \frac{0,58 \cdot 3,98 \cdot 6^2}{13} = 6,39 H;$$

$$P_{w_4}^{(1)} = \frac{0,58 \cdot 3,98 \cdot 7,3^2}{13} = 9,46 H;$$

$$P_{w_5}^{(1)} = \frac{0,58 \cdot 3,98 \cdot 8,67^2}{13} = 13,35 H;$$

$$P_{w_6}^{(1)} = \frac{0,58 \cdot 3,98 \cdot 9,9^2}{13} = 17,4 H.$$

Для остальных трех передач расчет производим аналогично, и данные заносим в таблицу 3.2.

Величина динамического фактора на каждой передаче:

$$D_i^{(z)} = \frac{P_{k_i}^{(z)} - P_{w_i}^{(z)}}{G},$$

$$D_1^{(1)} = \frac{27676,7 - 1,97}{81670} = 0,34;$$

$$D_2^{(1)} = \frac{28522 - 3,87}{81670} = 0,35;$$

$$D_3^{(1)} = \frac{28730 - 6,39}{81670} = 0,352;$$

$$D_4^{(1)} = \frac{28355,7 - 9,46}{81670} = 0,3347;$$

$$D_5^{(1)} = \frac{27347 - 13,3}{81670} = 0,33;$$

$$D_6^{(1)} = \frac{25923 - 17,4}{81670} = 0,317.$$

Для остальных передач расчет производим аналогично и данные заносим в таблицу 3.2.

По данным таблицы 3.2 в выбранном масштабе строят динамическую характеристику в выбранном масштабе.

Таблица 3.2 – Расчетные значения для построения динамической характеристики автомобиля.

Номер передачи	$n_{e_i}, \text{мин}^{-1}$	$v_i^{(z)}, \text{км/ч}$	$M_{e_i}, \text{Н} \cdot \text{м}$	$P_{K_i}^{(z)}, \text{Н}$	$P_{W_i}^{(z)}, \text{Н}$	$D_i^{(z)}$
1	1000	3,33	266,17	27276,7	1,97	0,34
	1400	4,67	274,3	28522	3,87	0,35
	1800	6	276,3	28730	6,39	0,352
	2200	7,3	272,7	28355	9,46	0,347
	2600	8,67	263,0	27347	13,35	0,33
	2975	9,9	249,0	25923	17,4	0,317
2	1000	5,6	266,17	16401	5,5	0,2
	1400	7,8	274,3	16902	10,7	0,206
	1800	10	276,3	17025	17,7	0,208
	2200	12,4	272,7	16803	27,2	0,205
	2600	14,6	263,0	16205	37,7	0,197
	2975	16,7	249,0	15361	49,3	0,187
3	1000	9,5	266,17	9738	15,9	0,119
	1400	13,3	274,3	10035	31,3	0,122
	1800	17	276,3	10108	51,1	0,123
	2200	20,8	272,7	9977	76,6	0,121
	2600	24,6	263,0	9622	107,1	0,116
	2975	28,2	249,0	91214	140,7	0,109
4	1000	15,9	266,17	5774	44,7	0,07
	1400	22,4	274,3	5951	66,8	0,072
	1800	28,7	276,3	5994	145,8	0,071
	2200	35,2	272,7	5916	219,3	0,069
	2600	41,6	263,0	5706	306,3	0,066
	2975	47,6	249,0	5408	401	0,061

5	1000	27	266,17	3417	129	0,04
	1400	37,8	274,3	3521	252,9	0,04
	1800	48,6	276,3	3547	418	0,038
	2200	59,4	272,7	3501	624,5	0,035
	2600	71,3	263,0	3376	874,7	0,029
	2975	83	249,0	3200	1144	0,025

3.2.4 Расчет путевого расхода топлива и построение экономической характеристики автомобиля

Для наглядного представления о топливной экономичности автомобиля строится экономическая (топливная) характеристика, показывающая зависимость путевого расхода топлива на пробег от скорости и дорожного сопротивления при условии равномерного и прямолинейного движения по ровной дороге с полной нагрузкой на прямой передаче. 100 км

С учетом выбранных i -х расчетных точек определяют эксплуатационную мощность двигателя, требуемую для движения полностью груженого автомобиля на данной передаче в заданных дорожных условиях:

$$N_{e_i} = \frac{v_i}{3600 \cdot \eta_{TP}} \cdot \left(\Psi \cdot G + \frac{K \cdot F \cdot v_i^2}{13} \right), \text{ кВт}.$$

Определяют удельный эффективный расход топлива на различных нагрузочно-скоростных режимах работы автомобиля:

$$g_{e_i} = K_{n_i} \cdot K_{N_i} \cdot g_{e_i}^{(BH)}, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч},$$

где K_{n_i}, K_{N_i} - коэффициент, учитывающий влияние на расход топлива соответственно скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя;

$g_{e_i}^{(BH)}$ - расчетный удельный эффективный расход топлива (берут по регуляторной характеристике для разных частот вращения коленчатого вала двигателя).

Коэффициент, учитывающий влияние на расход топлива скоростного режима:

$$K_{n_i} = 1,25 - 0,99 \frac{n_{e_i}}{n_{e(v_{\max})}} + 0,98 \left(\frac{n_{e_i}}{n_{e(v_{\max})}} \right)^2 - 0,24 \left(\frac{n_{e_i}}{n_{e(v_{\max})}} \right)^3$$

Коэффициент, учитывающий влияние на расход топлива нагрузочного режима, для автомобилей с карбюраторным двигателем:

$$K_{N_i} = 3,27 - 8,22 \cdot \frac{N_{e_i}}{N_{e_i}^{(BH)}} + 9,13 \cdot \left(\frac{N_{e_i}}{N_{e_i}^{(BH)}} \right)^2 - 3,18 \cdot \left(\frac{N_{e_i}}{N_{e_i}^{(BH)}} \right)^3,$$

где $N_{e_i}^{(BH)}$ - значение эффективной мощности двигателя по внешней регуляторной характеристике двигателя в i -й расчетной точке.

Путевой расход топлива на пробег определяют по формуле: 100 км

$$q_{s_i} = \frac{g_{e_i} \cdot N_{e_i}}{10 \cdot v_i \cdot \rho_T}, \text{ л / 100 км},$$

где ρ_T - плотность топлива при данной температуре, кг/л (плотность топлива при $t_0 = 20^\circ\text{C}$: для бензина $\rho_{T_0} = 0,725 \text{ кг / л}$).

Из таблицы 2 выбираем значение скорости и оборотов на прямой передаче.

Из таблицы 1 выбираем значение эффективной мощности для соответствующих оборотов.

$$N_{e_1} = \frac{21,25}{3600 \cdot 0,88} \cdot \left(0,024 \cdot 101523 + \frac{0,6 \cdot 4,2 \cdot 21,25^2}{13} \right) = 16,1 \text{ кВт};$$

$$K_{n_1} = 1,25 - 0,99 \frac{1000}{2975} + 0,98 \left(\frac{1000}{2975} \right)^2 - 0,24 \left(\frac{1000}{2975} \right)^3 = 1,0;$$

$$K_{N_1} = 3,27 - 8,22 \cdot \frac{17,7}{27,86} + 9,13 \cdot \left(\frac{17,7}{27,86} \right)^2 - 3,18 \cdot \left(\frac{17,7}{27,86} \right)^3 = 0,92;$$

$$g_{e_1} = 1,0 \cdot 0,92 \cdot 356,7 = 328 \text{ г / кВт} \cdot \text{ч};$$

$$q_{s_1} = \frac{328 \cdot 17,7}{10 \cdot 27 \cdot 0,725} = 29 \text{ л / 100 км.}$$

Аналогично найдем следующие значения, данные сводим в табл. 3.3.

Таблица 3.3 - Экономическая характеристика автомобиля.

$n_{e_i}, \text{мин}^{-1}$	N_{ei}	K_{ni}	K_{Ni}	g_{ei}	g_{Si}
1000	17.7	1.0	0.92	328	29
1400	26.9	0.97	0.91	295	28.2
1800	36	0.96	0.89	275	28
2200	47	0.95	0.9	273	29.7
2600	61.9	0.97	0.93	294	40
2975	77.4	1	0.99	338	52

По полученным данным в выбранном масштабе строят экономическую характеристику автомобиля.

3.2.5 Расчет и построение графика ускорений автомобиля

В процессе разгона ускорение автомобиля не остается постоянным, так как изменяется динамический фактор при изменении скорости (v) и передаточного числа в коробке передач (i_k).

Величину ускорения для каждой передачи определяют по формуле:

$$j_i^{(z)} = \frac{D_i^{(z)} - \psi}{\delta_{BP}^{(z)}} \cdot g, \text{ м / с}^2,$$

где: g – ускорение свободного падения ($g=9,81 \text{ м/с}^2$);

$\delta_{BP}^{(z)}$ - коэффициент учета вращающихся масс, рассчитываемый по формуле:

$$\delta_{BP}^{(z)} = 1,05 + 0,06 \cdot i_{K_z}^2$$

Величину динамического фактора $D_i^{(z)}$ для каждого текущего значения

n_{e_i} берут из таблицы 2 динамической характеристики.

В интервале от 0 до $n_{e_{\min}}(v_{\min})$ автомобиль трогается с места при пробуксовке сцепления и постепенном открытии дроссельной заслонки. Трогание с места до момента полного включения сцепления продолжается недолго, поэтому для простоты считают, что разгон начинается со скорости $v_{\min}$.

$$\delta_{BP}^{(1)} = 1,05 + 0,06 \cdot i_{K1}^2 = 1,05 + 0,06 \cdot 8,1^2 = 4,98$$

$$j_i^{(1)} = \frac{D_1^{(1)} - \psi}{\delta_{BP}^{(1)}} \cdot g = \frac{0,34 - 0,025}{4,98} \cdot 9,8 = 0,62, \text{ м / с}^2,$$

Остальные значения найдем аналогично.

Расчетные данные сводятся в таблицу 3.4.

Таблица 3.4 – Расчетные значения для построения графика ускорений автомобиля.

Номер передачи	$n_{e_i}, \text{ мин}^{-1}$	$D_i^{(z)}$	$\delta_{BP}^{(z)}$	$j_i^{(z)}$
1	1000	0,34	4,11	0,70
	1400	0,35		0,84
	1800	0,352		0,88
	2200	0,347		0,82
	2600	0,33		0,67
	2975	0,317		0,57
2	1000	0,2	2,2	0,75
	1400	0,206		0,93
	1800	0,208		0,97
	2200	0,205		0,86
	2600	0,197		0,69
	2975	0,187		0,61
3	1000	0,119	1,48	0,64
	1400	0,122		0,71
	1800	0,123		0,81
	2200	0,121		0,76
	2600	0,116		0,57
	2975	0,109		0,44

4	1000	0,07	1,21	0,38
	1400	0,072		0,49
	1800	0,071		0,58
	2200	0,069		0,47
	2600	0,066		0,31
	2975	0,061		0,26
5	1000	0,04	1,11	0,17
	1400	0,04		0,24
	1800	0,038		0,16
	2200	0,035		0,11
	2600	0,029		0,04
	2975	0,025		0

По данным таблицы 3.4 в выбранном масштабе строят график ускорения автомобиля.

3.2.6 Расчет и построение графика мощностного баланса автомобиля

Уравнение мощностного(энергетического) баланса автомобиля в общем виде:

$$N_k = N_e \cdot \eta_{TP} = N_f \pm N_h \pm N_j \pm N_w = N_{\psi} \pm N_j \pm N_w, \text{ кВт},$$

где N_k - мощность, подводимая к ведущим колесам, кВт;

N_f - мощность, расходуемая на самопередвижение(качение) автомобиля, определяемая по формуле:

$$N_f = \frac{f \cdot G \cdot \cos \alpha \cdot v}{3600},$$

Расчет производим для случая движения автомобиля по горизонтальной дороге ($\cos 0^\circ = 1$).

$$N_{f_1} = \frac{0,025 \cdot 81670 \cdot 1 \cdot 27}{3600} = 15,3 \text{ кВт}$$

Расчет остальных точек производим аналогично.

N_h - мощность, затрачиваемая на преодоление подъема (уклона) дороги, кВт;

N_j - мощность, расходуемая на разгон (замедление) автомобиля, кВт;

N_w - мощность, расходуемая на преодоление сил аэродинамических сопротивлений (в основном воздуха), определяемая по формуле:

$$N_w = \frac{K \cdot F \cdot v^3}{(3,6)^3 \cdot 10^3}, \text{ кВт};$$

$$N_{w_1} = \frac{0,58 \cdot 3,98 \cdot 27^3}{(3,6)^3 \cdot 10^3} = 0,97 \text{ кВт}.$$

Расчет остальных точек производим аналогично.

Расчет составляющих N_ψ , N_j и N_w для построения графика баланса мощности выполняют только для случая равномерного движения ($N_j = 0$) автомобиля по горизонтальной дороге ($\psi = f$) на прямой передаче в диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала от $n_{e_{\min}}$ до $n_{e_{(\text{Nemax})}}$. Значение $N_{e_i}^{(BH)}$ берут из таблицы 3.1.

Уравнение энергетического баланса автомобиля в развернутом, окончательном виде:

$$N_{K_i} = N_{e_i}^{(BH)} \cdot \eta_{TP} = \frac{v_i}{3600} \left(f \cdot G + \frac{K \cdot F \cdot v_i^2}{13} \right), \text{ кВт},$$

где f - коэффициент сопротивления качению (на самопередвижение) автомобиля(принимаем для асфальтобетонного покрытия дороги $f = 0,025$).

$$N_{K_1} = 27,86 \cdot 0,92 = \frac{16,4}{3600} \left(0,025 \cdot 81670 + \frac{0,58 \cdot 3,98 \cdot 27^2}{13} \right) = 25,6 \text{ кВт}.$$

Расчет остальных точек производим аналогично.

Расчетные данные заносим в таблицу 3.5.

Таблица 3.5 – Расчетные значения для построения графика мощностного баланса автомобиля

n_{e_i} , мин ⁻¹	$v_i^{(z)}$, км/ч	$N_{e_i}^{(BH)}$, кВт	N_{K_i} , кВт	N_{f_i} , кВт	N_{w_i} , кВт	$N_{f_i} + N_{w_i}$, кВт
1000	27	27,86	25,6	15,3	0,9	16,2
1400	37,8	40,2	36,9	21,4	2,7	24,1
1800	48,6	52	47,8	27,5	5,7	33,2
2200	59,4	62,8	57,7	33,7	10,4	44,1
2600	70,3	71,6	65,8	39,9	17,2	57,1
2975	80,4	77,6	71,4	45,6	25,7	71,4

По данным таблицы 3.5 в выбранном масштабе строят график мощностного баланса автомобиля.

4.2 Патентный поиск

1. Патент на изобретение №:2236616

Автор: АККЕР Кристоф (FR), МАЙНХАРД Рольф (DE)

Патентообладатель: ЛУК ЛАМЕЛЛЕН УНД КУПЛЮНГСБАУ ГМБХ (DE)

Дата публикации: 20 Января, 2001

Начало действия патента: 18 Марта, 1999

Изобретение относится к устройствам фрикционных сцеплений, в частности, для автомобилей. Фрикционное сцепление содержит нажимной диск, установленный относительно крышки жестко с возможностью ограниченного осевого смещения. Между крышкой и нажимным диском предусмотрена тарельчатая пружина с кольцеобразным телом и

проходящими радиально внутрь от него язычками, которая нагружает нажимной диск в осевом направлении от крышки. Фрикционное сцепление содержит также регулирующее устройство, обеспечивающее постоянное натяженное состояние тарельчатой пружины. Регулирующее устройство имеет проходящие в направлении периферии уклоны и действует между тарельчатой пружиной и крышкой. Тарельчатая пружина имеет выполненные за одно целое с ней упоры, опирающиеся на уклоны крышки. Технический результат от использования изобретения заключается в упрощении сборки отдельных деталей, уменьшении количества деталей, а также в улучшении работы фрикционного сцепления.

2. Патент на изобретение №:2238451

(Патент RU 2238451): F16D13/75 - отличия, относящиеся к регулировке, например приспособления для регулировки зазора

Авторы патента: МАУХЕР Пауль(DE)

Владельцы патента: ЛУК ЛАМЕЛЛЕН УНД КУПЛЮНГСБАУ ГМБХ(DE)

Изобретение относится к области транспортного машиностроения и предназначено для передачи крутящего момента между валами с возможностью плавного включения и выключения потока мощности. Новым в устройстве фрикционной муфты с автоматической компенсацией износа является то, что по периметру нажимной пластины предусмотрены чувствительные элементы или датчик износа, который через соответствующую обращенную радиально внутрь зону воздействует на подвижный орган компенсации износа регулировочного устройства. Датчик зазора установлен в нажимной пластине параллельно оси вращения, имеет возможность фиксироваться трением и взаимодействует с осевым упором, неподвижным относительно корпуса муфты, ограничивающим его перемещение в направлении махового колеса. Регулировочное устройство в процессе расцепления, следующем в результате возникающего износа, осуществляет регулируемое увеличение расстояния между направленной радиально внутрь зоной датчика износа и нажимной пластиной. Диск сцепления имеет обкладочные пружинные элементы, которые во время процесса расцепления вызывают на части рабочего хода фрикционной муфты постепенное уменьшение момента, передаваемого от фрикционной муфты или диска сцепления. Техническим результатом является повышение

технических характеристик и срока службы фрикционной муфты. 5 с. и 29 з.п. ф-лы, 37 ил.

Изобретение касается фрикционной муфты, в частности для автомобилей, с прижимной пластиной, которая без вращения, однако с возможностью ограниченного осевого смещения соединена с корпусом, причем между корпусом и прижимной пластиной действует, по крайней мере, одна сжимаемая прижимная пружина, которая нагружает прижимную пластину в направлении зажимаемого между последней и пластиной противодействия, как маховым колесом, диска сцепления.

Такого рода муфты стали известны, например, из выложенной заявки ФРГ №2460963, патента ФРГ №2441141 и 898531, а также опубликованной заявки ФРГ №1267916.

В основу данного изобретения положена задача улучшения таких фрикционных муфт относительно функционирования и срока службы. В частности, должны быть понижены необходимые для срабатывания такого рода фрикционных муфт силы и гарантироваться практически неизменная эпюра сил выключения на протяжении всего срока службы. Задачей является также упрощение изготовления и снижение его стоимости.

Согласно изобретению, это достигается тем, что имеется автоматически компенсирующее износ фрикционных обкладок диска муфты регулирующее приспособление, которое производит практически неизменное силовое нагружение прижимной пластины посредством прижимной пружины, а фрикционная муфта имеет исполнительные средства для сцепления и расцепления, а также предохранительное устройство, которое, по меньшей мере, на части рабочего пути исполнительных средств и/или пути распределения прижимной пластины производит постепенное уменьшение момента, передаваемого фрикционной муфтой соответствующим диском муфты. Посредством такого рода предохранительных устройств достигается равным образом то, что во время процесса включения фрикционной муфты и при начале зажима фрикционных обкладок между прижимной пластиной и пластиной противодействия происходит постепенный соответствующий прогрессивный рост передаваемого фрикционной муфтой момента.

(Патент RU 2548208):

F16D13/75 - отличия, относящиеся к регулировке

Авторы патента:

Халиуллин Ф.Х., Егоров Н.М., Колбин С.И.

Тороидальная пружина угловых деформаций

Изобретение относится к машиностроению, а именно к витым пружинам и может быть использовано в различных отраслях хозяйственной деятельности.

Технической задачей предлагаемого изобретения является приспособление пружины к работе в положении изгиба для наиболее эффективного использования рабочих свойств пружины, то есть равномерное распределение нагрузки на витки пружины, и сохранение несущей способности пружины во время ее работы.

Технический результат достигается тем, что тороидальная пружина угловых деформаций выполнена из прута переменного диаметра, а сама пружина имеет такую форму, при которой угловая нагрузка действует на пружину в направлении оси пружины. Указанная совокупность позволяет использовать пружину в положении изгиба, устраняя дополнительные нагрузки и не теряя при этом ее упругих свойств.

На фиг. 1 изображен вид прута из которого состоит пружина. Данный прут имеет переменный диаметр сечения $D_{\max}$ и $d_{\min}$ соответственно максимальный и минимальный диаметры сечения прута. Промежуточные значения диаметров равномерно меняются от минимального диаметра к максимальному, образуя тем самым «волнообразную» поверхность прута

На фиг. 2 изображено сечение пружины в свободном состоянии. Пружина имеет форму части тора, с осью в виде дуги. Навивку пружины производят таким образом, чтобы участки прута с наибольшим диаметром сечения находились на наружном радиусе изгиба пружины, а участки с наименьшим диаметром, во внутреннем радиусе.

Тороидальная пружина угловых деформаций работает следующим образом. Под действием угловой силы пружина начинает сжиматься. Нагрузка на витки распределяется равномерно, поэтому витки замыкаются одновременно. Все это происходит за счет того, что нагрузка действует параллельно оси пружины, которая имеет вид дуги, а значит предлагаемая пружина наиболее приспособлена для восприятия угловых деформаций.

4. Патент №161500 Ведомый диск Сцепления

Патент RU 161500**Авторы патента:**

**Халиуллин Фарит Ханафиевич, Абдуллин Айрат Лесталевич,
Егоров Николайц Михайцлович**

Ведомый диск сцепления, содержащий фрикционные накладки, ступицу с фланцем, пружины, отличающийся тем, что пружины имеют тороидальную форму с осью в виде дуги и выполнены из прута с переменным диаметром сечения, навитым таким образом, что участки прута с наибольшим диаметром сечения находятся на наружном радиусе изгиба пружины, а участки с наименьшим диаметром сечения – на внутреннем радиусе

4.3 Проверочный расчет для подтверждения возможности применения

4.3.1 Определение основных параметров сцепления

Проверочный расчет проведем для двигателей с крутящим моментом 150 Н*м, так как планируется устанавливать данное сцепление на автомобили ГАЗ 3307, у которых крутящий момент не превышает 150 Н*м.

Расчётный крутящий момент, передачу которого должно обеспечить сцепление:

β - коэффициент запаса сцепления.

При наружном диаметре ведомого диска 180÷250 мм и крутящем моменте 100÷280 Н·м, коэффициент запаса будет равен $\beta = 1,3 \div 1,5$.

1. Для вычисления наружного диаметра фрикционных колец необходимо задаться:

- числом поверхностей трения $i=2$;
- давлением, действующим на фрикционный диск $p=0,23$ МПа ;
- величиной коэффициента трения пары «ведущий диск – фрикционные кольца» $\mu_{тр}=0,48$;
- отношением внутреннего и наружного диаметров фрикционных колец $\bar{d} = d/D = 0,65$;
- коэффициентом, учитывающем площадь охлаждающих канавок на диске $k_k=0,95$
- наружный диаметр фрикционных колец:

- внутренний диаметр фрикционного кольца:

$$d = \bar{d} \cdot D = 0,65 \cdot 0,189 = 0,123 \text{ м}$$

2. Проверка ведомого диска на прочность по окружной скорости:

условие выполняется.

Момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс:

где $\eta = 1,04$ – коэффициент учёта вращающихся масс при движении накатом

3. Моменты инерции основных движущихся частей двигателя:

- Момент инерции коленчатого вала с учётом прицепных масс:
- Момент инерции маховика:
- Момент инерции кожуха сцепления в сборе:

4. Частота вращения вала двигателя в начале включения сцепления:

5. Угловая скорость вала двигателя в начале включения сцепления:

6. Момент сопротивления дороги:

где $\mu = 0,015$ – коэффициент сопротивления дороги.

7. Время буксования сцепления:

8. Работа буксования сцепления:

9. Проверка угловой скорости сцепления после прекращения буксования:

условие выполняется.

10. Удельная работа буксования:

условие выполняется.

11. Для определения изменения температуры ведущей детали сцепления, имеющей минимальную массу - нажимного диска, необходимо задать следующие параметры:

- доля теплоты, приходящаяся на нажимной диск $k_t = 0,5$
- теплоёмкость материала нажимного диска $c_d = 482 \text{ Дж/(кг*К)}$
- плотность материала нажимного диска (сталь) $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$
- толщина нажимного диска $s_n = 20 \text{ мм}$

- объём нажимного диска:
- масса нажимного диска:

Изменение температуры нажимного диска:

условие выполняется.

4.3.2 Расчёт пружины.

1. Задаёмся размерами пружин на основании рекомендаций :

- $D_b = D = 189$ мм
- $S = 2,3$ мм – для автомобилей
- $H/s = 2$;

$$H = 2 \cdot s = 2 \cdot 2,3 = 4,6 \text{ мм}$$

- $D_b/D_a = 1,35$;

$$D_a = \frac{D_b}{1,213} = \frac{189}{1,213} = 156,282 \text{ мм}$$

- $D_b/D_e = 3$;

$$D_e = \frac{D_b}{3} = \frac{189}{3} = 63,127 \text{ мм}$$

- мм
- ширина опорных колец $b = 3,6$ мм

2. Сила $P_{\text{пр вкл}}$ во включенном состоянии сцепления:

Задаваясь различными перемещениями пружины f в точке А с шагом по f , равным 0,5 мм, рассчитываем и строим характеристику $P_{\text{пр вкл}}(f)$ пружины в предположении отсутствия деформации сечения пружины по уравнению:

(*)

где

$E = 2 \cdot 10^5$ МПа - модуль упругости первого рода для стали 60 С2А

$\mu = 0,26$ - модуль Пуассона для стали

4.3.3 Расчет ведущих и ведомых деталей.

1. Нажимные диски

Штифтовое соединение нажимного диска с маховиком рассчитывается на прочность по формуле:

где

- $\gamma = 0,45$ - коэффициент, учитывающий распределение крутящего момента на ведущих дисках

- $z = 3$ - число работающих элементов(штифтов);

- $R = 0,1$ м- радиус расположения элемента;

m^2 - площадь контакта;

Напряжение не должно превышать 10-15 МПа, условие выполняется.

2. Ведомые диски.

Шлицевое соединение ступицы ведомого диска рассчитывается на прочность:

условие выполняется;

условие выполняется,

где

- $D_{ш} = 23$ мм - наружный диаметр шлиц;

- $d_{ш} = 18$ мм - внутренний диаметр шлиц;

- $z = 10$ - число шлиц;

- $l = 23$ мм- длина шлиц;

- $b = 10$ мм - ширина шлиц;

Гасители крутильных колебаний:

- $z_{\Gamma} = 6$ - число пружин;

- $d_{\Gamma} = 3,5$ мм - диаметр проволоки пружины;

- $D_{\Gamma} = 16$ мм - средний диаметр пружины;

- $n_{\Gamma} = 6$ - полное число витков;

- $d_{п} = 100$ мм - диаметр установки пружин;

- $l_0 = 26$ мм - длина окон под пружины;

Расчёт привода управления сцеплением.

Передаточное отношение привода управления сцеплением:

где

- a, b, c, d - длины плеч рычагов, передающих усилие к муфте выключения;

- e, f - длины плеч рычагов, передающих усилие к нажимному диску,
- d_1 - диаметр главного цилиндра сцепления
- d_2 - диаметр рабочего цилиндра сцепления.

Усилие на педали при полном выключении сцепления:

n - число нажимных пружин;

$\eta_{пр.мех.} = 0,85$ - КПД механического привода.

Усилие на педали при включении сцепления:

Работа, затрачиваемая водителем на перемещение педали сцепления:

Работа не должна превышать 20 Дж, условие выполняется.

5. Технологическая часть

5.1 Назначение детали и условия ее работы в изделии

Клапан впускной устанавливается на двигателях внутреннего сгорания. Является неотъемлемой частью газораспределительного механизма двигателя. Имеет рабочую фаску, которой плотно садится в седло клапана, обеспечивая герметичность камеры сгорания. Клапан крепится при помощи двух сухариков, которые устанавливаются в опорной тарелке пружин. Материал впускного клапана жаропрочная высоколегированная сталь 40Х10С2М.

- твердость HB = 252 ... 378
- химический состав C = 0,40 %; Cr = 0,10
- масса детали ;0,115 кг

Точность сборки детали обеспечивается при установке ее в узел и доработки размеров, путем притирания рабочей фаски, по которой она устанавливается.

5.2 Анализ технологичности детали

При производстве детали «клапан» имеют место унифицированные элементы и параметры детали: фаска, большинство диаметральных размеров.

Наличие унифицированных элементов и параметров детали сокращают потребную номенклатуру режущего инструмента и измерительного инструмента.

Деталь имеет достаточную точность и наличие поверхностей удовлетворяющих требованиям достаточной точности для возможного удобного закрепления детали. При контроле применяют стандартные мерительные инструменты.

Процесс ее изготовления состоит из 10 различных операций.

Все размеры детали стандартизированы в соответствии с нормальным рядом чисел, допустимые отклонения назначены по ГОСТам.

Клапан представляет собой тело вращения, что определяет широкое использование при изготовлении детали токарно-фрезерных центров – Index G200 или других. В детали предусмотрена фрезерно-центровальная операция, которая выполняется на фрезерно-центровальном станке EM535M.

Конфигурация детали в основном позволяет использовать стандартные станочные приспособления.

5.3 Обоснование разработанного технологического процесса обработки детали

Так как поверхность клапана, по которой деталь сажается в седло клапана, должна быть точной, то обработку поверхности завершаем шлифованием. Обработка поверхности стержня клапана заканчивается тонким шлифованием, для уменьшения трения между стержнем и направляющей втулкой клапана и более точной центровки.

Характер технологического процесса в значительной мере зависит от типа производства деталей.

5.3.1 Выбор способа получения заготовки.

При выборе способа получения заготовки учитывают следующие факторы:

1. Технологические свойства материала заготовки, способность подвергаться пластическим деформациям, структурное состояние материала после получения заготовки (расположение волокон в поковках);
2. Требуемую точность размеров и качество поверхностей заготовки.

В современном производстве одним из основных направлений развития технологии механической обработки является использование черновых заготовок с экономически конструктивными формами, обеспечивающими возможность применения наиболее оптимальных способов их обработки, т.е. обработка с наибольшей производительностью и наименьшими отходами. Это направление требует непрерывного повышения точности заготовок и приближения их к конструктивным размерам готовой детали, что позволяет соответственно сократить объем обработки резанием, ограничивая ее в ряде случаев чистовыми и отделочными операциями.

В качестве заготовки была принята штамповка по ТУ 1-92-156-90.

Группа контроля штамповки III, подлежащие выборочному контролю механических свойств и твердости.

Метод получения заготовки высадка на горизонтально-ковочных машинах, получения 6-ого класса точности ОСТ 1.41187-72.

Рассматриваемая деталь типа клапан имеет значительный диаметральный переход, поэтому применение в качестве заготовки прутка нецелесообразно вследствие очень маленького значения КИМ. Применение литой заготовки исключается за невозможностью получения требуемого качества заготовки, поэтому было принято решение использовать в качестве заготовки штамповку.

Коэффициент использования материала при штамповке КИМ не менее 0,5.

На кузнечно-прессовых машинах можно получить заготовки, нуждающиеся в незначительной доработке. Для машин кузнечно-прессового производства характерна высокая производительность, снижающая стоимость штамповок. При обработке металлов на кузнечно-прессовых машинах изменение формы и размеров заготовки происходит не за счет удаления

излишка металла в виде стружки, как при обработке резанием, а за счет перераспределения объема в самой заготовке. Это резко снижает отходы металла. Ковка позволяет получить заготовку формой и размерами наиболее приближенными к форме и размерам готовой детали. Что позволяет снизить трудоемкость дальнейшей обработки и повысить коэффициент использования металла.

Выбор способа получения заготовки, т.е. штамповка, можно обосновать исходя из следующего:

1. Конструктором задан материал детали, обладающий хорошим сочетанием прочности и пластичности, что позволяет использовать штамповку.
2. Деталь имеет габаритные размеры и геометрию, которые подходят для ее изготовления с использованием штампованной заготовки.
3. Изготовление данной заготовки осуществляется в закрытых штампах. Существенное преимущество штамповки в закрытых штампах – уменьшение расхода металла, поскольку нет отхода в облой. Поковки, полученные в закрытых штампах, имеют более благоприятную структуру, так как волокна обтекают контур поковки, а не перерезаются в месте выхода металла в облой. При штамповке в закрытых штампах металл деформируется в условиях всестороннего неравномерного сжатия при больших сжимающих напряжениях, чем в открытых штампах. Это позволяет получать большие степени деформации и штамповать малопластичные сплавы.
4. Габаритные размеры заготовки выдерживаются при изготовлении их с помощью штамповки.
5. Метод штамповки хорошо автоматизирован.

5.3.2 Обоснование выбранных баз для обработки изделия

В технологическом процессе следует стараться совместить исходные, установочные и измерительные базы, но это удается не всегда.

Базой называется поверхность или совокупность поверхностей, ось, точку детали или сборочные единицы по отношению, к которой ориентируются другие детали изделия или поверхности детали, образуемые или собираемые на данной операции.

По назначению базы подразделяются на конструкторские, технологические и измерительные.

Конструкторские базы разделяются на основные и вспомогательные, учет которых при конструировании имеет существенное значение. Основная база определяет положение самой детали в изделии, а вспомогательная база - положение присоединяемой детали относительно данной. Технологической базой называют поверхность, определяющую положение детали в процессе их изготовления. Измерительной базой называют поверхность, определяющую положение детали и средств контроля.

По числу лишаемых деталь степеней свободы базы делят на: направляющие, опорные, установочные.

Установочная база – самая важная из всех, поэтому она должна обеспечить хорошую устойчивость детали на установочных элементах и простоту закрепления детали.

Для повышения точности обработки а, следовательно и лучших эксплуатационных результатов следует стремиться к выполнению принципа постоянства баз, заключенного в сохранении базовых поверхностей во время всей обработки детали и принципе совмещения баз конструкторских, измерительных и технологических и поверхностей.

В зависимости от служебного назначения все поверхности детали по ГОСТ 21495-76 подразделяются на основные, вспомогательные, исполнительные и свободные.

Основные поверхности - это поверхности, с помощью которых определяют положение данной детали в изделии.

Вспомогательные поверхности - это поверхности, определяющие положение всех присоединяемых деталей относительно данной.

Исполнительные поверхности - это поверхности, выполняющие служебное назначение детали.

Свободные поверхности - это поверхности, не соприкасающиеся с поверхностями других деталей и предназначенные для соединения основных, вспомогательных и исполнительных поверхностей между собой с образованием совместно необходимой для конструкции формы детали.

5.3.2 Расчёт припусков и межоперационных размеров.

Технологический процесс механической обработки заключается в том, что с поверхности заготовки удаляется слой или слой металлов таким образом, что в конце обработки получается готовая деталь, заданная чертежом. Слой металла, удаляемый с заготовки, называется припуском. Различают операционный и общий припуски.

Операционный припуск - это слой металла, удаляемый с поверхности заготовки при выполнении одной технологической операции (ГОСТ1109-82). Операционный припуск назначают для компенсации производственных погрешностей, возникающих при выполнении технологической операции. Производственные погрешности характеризуются отклонениями размеров, геометрическими нарушениями формы, поверхностными микронеровностями, глубиной дефекта поверхностного слоя, а также отклонениями взаимосвязанных поверхностей.

Общий припуск - это слой металла, удаляемый с поверхности заготовки в процессе механической обработки с целью получения готовой детали. Его

назначают для компенсации погрешностей черновой заготовки и погрешностей, возникающих на технологических операциях.

Припуск измеряется по нормали к обрабатываемой поверхности и отсчитывается на размер. Поэтому при обработке цилиндрической поверхности припуск отсчитывают на диаметр, при обработке плоскости или торца - на линейный размер.

Удаление припуска сопровождается выполнением операционных размеров. Так как операционные размеры имеют номинальное, минимальное и максимальное значения, то различают номинальный припуск, минимальный припуск, максимальный припуск.

Ввиду наибольшей сложности рассмотрим расчет линейных операционных размеров и соответствующих припусков. Расчет диаметральных размеров и соответствующих припусков весьма прост в связи с постоянством измерительной базы. Диаметральные размеры определяются из трехзвенных цепей.

Значение припуска, заданны в различных РТМ, ГОСТах, ОСТах, в частности в ОСТ1.41512-86« Детали механообрабатываемые. Размеры технологические нормальные». Таким образом, номинальное значение припуска, заданное в таблицах, определяется как сумма минимального припуска и допуска размера предшествующей операций.

$$Z_i^{ном.} = Z_i^{min.} + TA_{i-1}$$

Выражение справедливо при соблюдении следующих трех условий:

- а) размерная цепь, по которой определяется припуск, является трехзвенной ;
- б) допуски составляющих звеньев заданы «в тело».
- в) знаки предельных отклонений сост. звеньев одинаковы.

Разработав план технологического процесса изготовления детали, следует приступить к расчету размеров переходов обработки детали.

Для этого используется методика, основанная на теории размерных цепей. Она предусматривает построение эскиза совмещенных переходов на основе плана обработки детали и последовательности выполнения переходов операций. Эскиз совмещенных переходов позволяет составлять размерные цепи, характеризующие взаимосвязь поверхностей детали в процессе ее обработки.

Построение ЭСП осуществляется в следующем порядке:

Изображается контур заготовки с указанием определяемых линейных размеров ($H_0, H_1, H_2 \dots$).

Согласно плану обработки наносится операционный размер A припуском Z на черновую подрезку торца.

Строится размерная цепь. Направление стрелок в цепи произвольное, но лучше придерживаться первоначального вектора размера A .

5.4 Расчет режимов резания

Режимы резания конструкционных материалов определяют точность и качество обработанной поверхности заготовки, а также производительность и себестоимость обработки.

Режим резания определяется совокупностью значений глубины резания t (либо ширины фрезерования B), подачи на оборот S_o , скоростью резания V при заданной величине стойкости инструмента T . В порядке возрастания влияния элементов режима резания на стойкость инструмента они располагаются следующим образом: t , S_o , V . Поэтому для одноинструментальной обработки при расчете режимов резания, в первую очередь, назначают глубину резания, а затем подачу и скорость резания. Элементы режима резания определяют силы резания, значения которых используются для прочностных расчетов режущего инструмента, станочных

приспособлений и металлорежущего оборудования. Значения сил резания P_x , P_y , P_z используются также при расчете эффективной мощности резания N_e при проверке соответствия выбранного для данной операции станка по мощности. К элементам процесса резания относятся также основное время, т.е. время, затрачиваемое непосредственно на изменение формы и размеров заготовки. Значения t , S_o , V , заносятся в соответствующие графы операционной карты механической обработки, совокупность которых и составляет технологический процесс обработки данной детали.

5.4.1 Методы расчета режимов резания.

Режимы резания.

Оп. 010 Токарная черновая

Анализ исходных данных:

1. Заготовка - штамповка 3 группы, материал сталь 40X10C2M. Материал группы XI, твёрдость HB 252...378.
2. Выполняемые переходы.

Операция включает следующие переходы:

- точение поверхности;
- подрезка торца.

3. Приспособление. Заготовка закрепляется в центрах.
4. Оборудование.

В качестве оборудования выбран токарный станок Index G200, имеющий следующие параметры:

Технические данные:

Пропускное отверстие шпинделя мм:30/42/60/65

Диаметр патрона макс. мм:200

Диаметр обраб. детали макс:420

Мощность при 100% ED кВт:7/10/13-7.5/13/20

Число оборотов макс. мин: 7500/6300/5000/5000

Инструментальная бабка

Револьверная головка 1/2:14/14

Опция: Рев. 1 с осью Y/B и доп. фрезерным шпинд.

Магазин с инструментом для доп. фрез. шпинделя: 6

Все инструменты вращаются

Путь перемещения суппорта Рев. 1 (X/Z) мм: 120/400

Путь перемещения суппорта Рев. 2 (X/Z) мм: 105/400

- пределы продольных подач $S_{np} = 0,05 \div 2,8 \text{ мм / об}$;

- пределы поперечных подач $S_{nn} = 0,025 \div 1,4 \text{ мм / об}$;

- мощность привода главного движения $N_{ст} = 10 \text{ кВт}$.

Выбор инструментального материала.

Для условий чернового точения стали 40X10C2M, относящейся к группе XI обрабатываемых материалов [3, с.15, табл.9] рекомендует:

а) твёрдый сплав ТМ2112 для протачивания поверхности;

б) твердый сплав Т15К6 для подрезки торца.

Выбор геометрии режущих инструментов.

1. Задний угол $\alpha = 10^\circ$;

2. Передний угол $\gamma = 0 \div (-5)^\circ$;

3. Радиус при вершине $r = 0,5 \div 1,0 \text{ мм}$;

4. Величина фаски $f = 2,0 \div 3,0 \text{ мм}$.

Выбор смазочно-охлаждающей жидкости.

Согласно [4, с.233, табл.24] для приведенных условий рекомендуется 5-10% раствор эмульсола Аквол-2.

Назначение подач S.

Согласно [4, с.238, табл.28] при $Ra = 12,5 \text{ мкм}$ и $r = 1 \text{ мм}$ для резцов 1 и 2 $S_{T1} = S_{T2} = S_{Ts} = 0,6 \text{ мм/об}$.

Выполним корректировку выбранной подачи для конкретных условий обработки.

Значения поправочных коэффициентов для подачи выбираются согласно [4, с.239, табл.30].

$$K_{S_n} = 0,8; K_{S_u} = 1,5; K_{S_z} = 0,5; K_{S_\phi} = 0,85; K_{S_{жс}} = 0,9; K_{S_m} = 0,78$$

$$K_{S_j} = K_{S_n} \cdot K_{S_u} \cdot K_{S_\phi} \cdot K_{S_z} \cdot K_{S_{жс}} \cdot K_{S_m} = 0,8 \cdot 1,5 \cdot 0,5 \cdot 0,85 \cdot 0,9 \cdot 0,78 = 0,36;$$

$$S_1 = S_2 = 0,22 \text{ мм/об}.$$

Выбор стойкости резания T .

Согласно [4, с.227, табл.18] при обработке материалов группы XI твердосплавным инструментом, износ $h_z = 0,4 \div 0,5 \text{ мм}$, период стойкости

$$T = 30 \text{ мин}.$$

Назначение скорости резания V .

Согласно [4, с.246, табл.42] для материалов группы XI, скорость резания

$$V_{II} = 42 \text{ м/мин};$$

Выполним корректировку V_T согласно конкретным условиям обработки.

Поправочные коэффициенты K_i выбираем из [4, с.247, табл.43] и находим полный поправочный коэффициент:

$$K_{Vn} = 0,55; K_{VII} = 0,5; K_{V\phi} = 0,81; K_{V1} = 1, K_{V2} = 0,8; K_{V5} = 0,75;$$

$$K_{V_{жс1}} = 0,95, K_{V_{жс2}} = 0,7; K_{Vi} = 0,8; K_{V0} = 1,0;$$

$$K_{Vj} = K_{Vn} \cdot K_{VII} \cdot K_{V\phi} \cdot K_{V1} \cdot K_{V2} \cdot K_{V5} \cdot K_{V_{жс1}} \cdot K_{V_{жс2}} \cdot K_{Vi} \cdot K_{V0} = 0,07.$$

Найдем значение скорректированного значения скорости резания:

$$V_1 = V_2 = V_{II} \cdot K_{Vi} = 42 \cdot 0,07 = 2,94 \text{ м/мин}.$$

Расчет частоты вращения заготовки n .

Частота определяется по известной зависимости:

$$n = \frac{10^3 \cdot V}{\pi \cdot D_3} = 318,5 \frac{V}{D_3};$$

где D_3 - диаметр обрабатываемой поверхности заготовки.

Рассчитанное значение n должно быть скорректировано с n_{CT} . Для этого рассчитаем знаменатель геометрического ряда частот станка:

$$I_n = \sqrt[n-1]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}} = \sqrt[22-1]{\frac{1600}{9}} = 1,28;$$

Выполним расчет и корректировку частоты вращения:

$$n = \frac{10^3 \cdot V}{\pi \cdot D_3} = 318,5 \frac{V}{D_3} = 318,5 \frac{2,94}{100} = 9,36 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

Рассчитаем фактические скорости резания V_ϕ :

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot n_{CT}}{10^3} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 9}{10^3} = 2,83 \text{ м/мин}.$$

Расчет основного времени τ_0 .

$$\tau_0 = \frac{L_1 + L + L_2}{S \cdot n},$$

где L_1, L_2 – соответственно величины врезания и перебега резца, мм; L – длина обрабатываемой поверхности, мм.

$$\tau_0^1 = \frac{L_1 + L + L_2}{S \cdot n} = \frac{3 + 7 + 1}{0,22 \cdot 9} = 5,6 \text{ мин};$$

$$\tau_2 = \frac{L_1 + L + L_2}{S \cdot n} = \frac{3 + 8 + 1}{0,2 \cdot 9} = 6,1 \text{ мин}.$$

Расчет силы резания P_z .

Согласно [3, с.371] окружная составляющая силы резания определяется выражением:

$$P_z = C_p t^{xp} S^{yp} V^{zp} K_{pj};$$

Выбрав для наших условий значения постоянных, получим расчетную зависимость:

$$P_z = 204 t^{1,0} s^{0,75} v^0 K_p;$$

Поправочный коэффициент K_p представляет собой произведение ряда коэффициентов, найдем их:

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\phi p} \cdot K_{\eta p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp} = 0,89;$$

$$P_z = 57,2 \text{ кг}.$$

Расчет мощности резания N_e .

Выполняется для сравнения эффективной мощности резания с помощью станка Нст. Расчет выполняется по формуле:

$$N_e = \frac{P_z \cdot V}{60 \cdot 102}, \text{ кВт} \leq N_{\text{ст}};$$

Таким образом
$$N_e = \frac{P_z \cdot V}{60 \cdot 102} = \frac{57,2 \cdot 2,94}{60 \cdot 102} = 0,03 \text{ кВт} \leq N_{\text{ст}}.$$

ОП. 015. Токарная чистовая

Производится подрезка торца, протачивание и растачивание поверхностей.

Деталь закрепляется в 3-х кулачковый патрон с упором в левый торец.

Назначение глубин резания:

$$t = 1,5 \text{ мм}$$

Согласно табл. 28 стр 238 при $r = 1$, для таких условий точения рекомендуется следующая табличная подача $S_0 = 0,6 \text{ мм/об}$

Выберем корректировку выбранной подачи. Значения поправочных коэффициентов на подачу выбирается согласно табл. 30 (2)

$K_{\text{си}} = 1,0$ коэффициент, учитывающий материал инструмента

$K_{\text{сп}} = 0,8$ коэффициент, учитывающий состояние обрабатываемой поверхности

$K_{\text{сж}} = 0,45$ коэффициент, учитывающий жесткость системы

$K_{\text{см}} = 0,85$ коэффициент, учитывающий материал обрабатываемой заготовки

$K_{\text{сз}} = 1,0$ коэффициент, учитывающий влияние закалки

$K_{\text{сф}} = 1,0$ коэффициент, учитывающий форму обрабатываемой поверхности

Полный поправочный коэффициент:

$$K_{\text{со}} = K_{\text{си}} \cdot K_{\text{сп}} \cdot K_{\text{сж}} \cdot K_{\text{см}} \cdot K_{\text{сз}} \cdot K_{\text{сф}} = 1 \cdot 0,8 \cdot 0,45 \cdot 0,85 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,306$$

Найдем значение скорректированной подачи:

$$S = S_0 \cdot K_{\text{со}} = 0,60 \cdot 0,306 = 0,18 \text{ мм/об}.$$

Стойкость резцов согласно табл.18: $h_3 = 0,6$ $T = 60$ мин.

Токарный станок Index G200 располагает такой подачей. Согласно табл. 41 (1) стр. 246 и подачи $S = 0,18$ мм/об. рекомендуется следующее значение скорости: $V_T = 114$ м/мин.

Выполним корректировку V_T согласно конкретным условиям. Поправочные коэффициенты на скорость резания выбираем из табл.43 (1) стр. 247.

$K_1 = 0,85$ коэффициент, учитывающий свойства материала заготовки

$K_2 = 1,9$ коэффициент, учитывающий свойства материала инструмента

$K_3 = 0,87$ коэффициент, учитывающий влияние угла в плане

$K_3 = 0,43$ коэффициент обрабатываемости материала

$K_4 = 1,45$ коэффициент, учитывающий жесткость технологической системы

$K_5 = 1,0$ коэффициент, учитывающий вид обработки

$K_6 = 0,75$ коэффициент, учитывающий состояние обрабатываемой поверхности

$K_7 = 1,0$ коэффициент, учитывающий влияние СОЖ.

Полный поправочный коэффициент согласно стр. 240 (2)

$$K_v = K_{vm} \cdot K_{vi} \cdot K_{v\gamma} \cdot K_{v5} \cdot K_{vt} \cdot K_{vp} \cdot K_{v0} = 0,85 \cdot 1,9 \cdot 0,87 \cdot 0,43 \cdot 1,45 \cdot 1,0 \cdot 0,75 \cdot 1,0 = 0,657$$

Скорректированная скорость резания: $V = V_T \cdot K_v = 114 \cdot 0,657 = 74,9$ м/мин

Частота вращения заготовки:

$$n = \frac{10^3 \cdot V}{\pi \cdot D_s} = \frac{10^3 \cdot 74,9}{3,14 \cdot 20} = 1192 \text{ 1/мин}$$

Рассчитаем фактическую скорость резания V_ϕ

$$V_\phi = \frac{n_{cm} \cdot D_s \cdot \pi}{1000} = \frac{1192 \cdot 20 \cdot 3,14}{1000} = 74,85 \text{ м/мин}$$

Рассчитаем силу резания согласно стр.271 (3)

$$P_z = C_p \cdot t^{X_p} \cdot S^{Y_p} \cdot V^{n_p} \cdot K_p$$

$K_{\phi p} = 0,89$ - коэффициент, учитывающий влияние главного угла в плане на составляющую силы резания табл. 23 (3)

$K_{\gamma p} = 1,0$ - коэффициент, учитывающий влияние переднего угла на составляющую силы резания при обработке табл. 23 (3)

$K_{\lambda p} = 1,0$ - коэффициент, учитывающий влияние угла наклона главного лезвия на составляющую силы резания табл. 23 (3)

$K_{rp} = 1,0$ - коэффициент, учитывающий влияние радиуса при вершине резца на составляющую силы резания при обработке согласно табл. 23 (3)

Полный поправочный коэффициент:

$$K_p = K_{\phi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp} = 0,89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0,89$$

$$C_p = 300; X_p = 1; Y_p = 0,75$$

Тогда сила резания P_z :

$$P_z = 300 \cdot 1,5 \cdot 0,18^{0,75} \cdot 0,89 = 110,7 \text{ кг}$$

Проведем расчет мощности резания для для сравнения эффективной мощности резания N_c с мощностью $N_{ст}$.

Расчет выполним по формуле (5) стр. 431.

$$N_c = \frac{P_z \cdot V}{60 \cdot 102}, \text{ кВт} \leq N_{ст}$$

$$P_z \cdot V = 110,7 \cdot 74,85 = 8285,9 \text{ Н/мин}$$

$$\text{Таким образом } N_c = \frac{8285,9}{60 \cdot 102} = 1,35 \text{ кВт} < 10 \text{ кВт}$$

Согласно табл. 5 выбираем стандартную конструкцию и геометрию осевого инструмента.

$$t = 3 \text{ мм}$$

выбираем табличную подачу:

$$S_T = 0,3 \text{ мм/об.}$$

Поправочный коэффициент K_s для корректировки S_T выбираем из табл. 65 (2) стр. 267.

$K_{sh} = 1,0$ коэффициент, учитывающий материал инструмента

$K_{sp} = 0,8$ коэффициент, учитывающий состояние обрабатываемой поверхности

$K_{sj} = 0,85$ коэффициент, учитывающий жесткость системы

$K_{sm} = 0,85$ коэффициент, учитывающий материал обрабатываемой заготовки

$K_{s3} = 1,0$ коэффициент, учитывающий влияние закалки

$K_{sf} = 1,0$ коэффициент, учитывающий форму обрабатываемой поверхности

Полный поправочный коэффициент:

$$K_{so} = K_{си} \cdot K_{сп} \cdot K_{сж} \cdot K_{см} \cdot K_{s3} \cdot K_{sf} = 1 \cdot 0,8 \cdot 0,85 \cdot 0,85 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,578$$

Найдем значение скорректированной подачи:

$$S = S_0 \cdot K_{so} = 0,3 \cdot 0,578 = 0,17 \text{ мм/об.}$$

Стойкость резцов согласно табл.18: $h_3=0,6$ $T=60$ мин.

Токарный станок модели 16K20 располагает такой подачей. Согласно табл. 41 (1) стр. 246 и подачи $S = 0,17$ мм/об. рекомендуется следующее значение скорости: $V_T = 92$ м/мин.

Выполним корректировку V_T согласно конкретным условиям. Поправочные коэффициенты на скорость резания выбираем из табл.43 (1) стр. 247.

$K_1 = 0,85$ коэффициент, учитывающий свойства материала заготовки

$K_2 = 1,9$ коэффициент, учитывающий свойства материала инструмента

$K_3 = 0,87$ коэффициент, учитывающий влияние угла в плане

$K_3 = 0,43$ коэффициент обрабатываемости материала

$K_4 = 1,45$ коэффициент, учитывающий жесткость технологической системы

$K_5 = 1,0$ коэффициент, учитывающий вид обработки

$K_6 = 0,75$ коэффициент, учитывающий состояние обрабатываемой поверхности

$K_7 = 1,0$ коэффициент, учитывающий влияние СОЖ.

Полный поправочный коэффициент согласно стр. 240 (2)

$$K_v = K_{vm} \cdot K_{vi} \cdot K_{vy} \cdot K_{v5} \cdot K_{vt} \cdot K_{vp} \cdot K_{v0} = 0,85 \cdot 1,9 \cdot 0,87 \cdot 0,43 \cdot 1,45 \cdot 1,0 \cdot 0,75 \cdot 1,0 = 0,65$$

Скорректированная скорость резания: $V = V_T \cdot K_v = 92 \cdot 0,65 = 59,8$ м/мин

Частота вращения заготовки:

$$n = \frac{10^3 \cdot V}{\pi \cdot D_s} = \frac{10^3 \cdot 59,8}{3,14 \cdot 64} = 297 \text{ 1/ мин}$$

Рассчитаем фактическую скорость резания V_{ϕ}

$$V_{\phi} = \frac{n_{cm} \cdot D_3 \cdot \pi}{1000} = \frac{297 \cdot 64 \cdot 3,14}{1000} = 59,8 \text{ м/мин}$$

Рассчитаем силу резания согласно стр.271 (3)

$$P_z = C_p \cdot t^{X_p} \cdot S^{Y_p} \cdot V^{n_p} \cdot K_p$$

$K_{\phi p} = 0.89$ - коэффициент, учитывающий влияние главного угла в плане на составляющую силы резания табл. 23 (3)

$K_{\gamma p} = 1,0$ - коэффициент, учитывающий влияние переднего угла на составляющую силы резания при обработке табл. 23 (3)

$K_{\lambda p} = 1,0$ - коэффициент, учитывающий влияние угла наклона главного лезвия на составляющую силы резания табл. 23 (3)

$K_{rp} = 1,0$ - коэффициент, учитывающий влияние радиуса при вершине резца на составляющую силы резания при обработке согласно табл. 23 (3)

Полный поправочный коэффициент:

$$K_p = K_{\phi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp} = 0,89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0,89$$

$$C_p = 300; X_p = 1; Y_p = 0,75$$

Тогда сила резания P_z :

$$P_z = 204 \cdot 3 \cdot 0,17^{0,75} \cdot 0,89 = 54,62 \text{ кг}$$

Проведем расчет мощности резания для для сравнения эффективной мощности резания N_c с мощностью $N_{ст}$.

Расчет выполним по формуле (5) стр. 431.

$$N_c = \frac{P_z \cdot V}{60 \cdot 102}, \text{ кВт} \leq N_{ст}$$

$$P_z \cdot V = 54,62 \cdot 59,8 = 3300,87 \text{ Н/мин}$$

$$\text{Таким образом } N_c = \frac{3300,87}{60 \cdot 102} = 0,55 \text{ кВт} < 10 \text{ кВт}$$

$$S_T = 0,3 \text{ мм/об.}$$

Поправочный коэффициент K_s для корректировки S_T выбираем из табл. 65 (2) стр. 267.

$K_{сш} = 1,0$ коэффициент, учитывающий материал инструмента

$K_{сш} = 0,8$ коэффициент, учитывающий состояние обрабатываемой поверхности

$K_{сж} = 0,95$ коэффициент, учитывающий жесткость системы

$K_{см} = 0,85$ коэффициент, учитывающий материал обрабатываемой заготовки

$K_{сз} = 1,0$ коэффициент, учитывающий влияние закалки

$K_{сф} = 1,0$ коэффициент, учитывающий форму обрабатываемой поверхности

Полный поправочный коэффициент:

$$K_{so} = K_{си} \cdot K_{сп} \cdot K_{сж} \cdot K_{см} \cdot K_{сз} \cdot K_{сф} = 1 \cdot 0,8 \cdot 0,95 \cdot 0,85 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,646$$

Найдем значение скорректированной подачи:

$$S = S_0 \cdot K_{so} = 0,3 \cdot 0,646 = 0,19 \text{ мм/об.}$$

Стойкость резцов согласно табл.18: $h_3=0,6$ $T=60$ мин.

Токарный станок модели 16К20 располагает такой подачей. Согласно табл. 41 (1) стр. 246 и подачи $S = 0,19$ мм/об. рекомендуется следующее значение скорости: $V_T = 103$ м/мин.

Выполним корректировку V_T согласно конкретным условиям. Поправочные коэффициенты на скорость резания выбираем из табл.43 (1) стр. 247.

$K_1 = 0,85$ коэффициент, учитывающий свойства материала заготовки

$K_2 = 1,9$ коэффициент, учитывающий свойства материала инструмента

$K_3 = 0,87$ коэффициент, учитывающий влияние угла в плане

$K_3 = 0,33$ коэффициент обрабатываемости материала

$K_4 = 1,35$ коэффициент, учитывающий жесткость технологической системы

$K_5 = 1,0$ коэффициент, учитывающий вид обработки

$K_6 = 0,75$ коэффициент, учитывающий состояние обрабатываемой поверхности

$K_7 = 1,0$ коэффициент, учитывающий влияние СОЖ.

Полный поправочный коэффициент согласно стр. 240 (2)

$$K_v = K_{vm} \cdot K_{vi} \cdot K_{vy} \cdot K_{v5} \cdot K_{vt} \cdot K_{vp} \cdot K_{v0} = 0,85 \cdot 1,9 \cdot 0,87 \cdot 0,43 \cdot 1,45 \cdot 1,0 \cdot 0,75 \cdot 1,0 = 0,55$$

Скорректированная скорость резания: $V = V_T \cdot K_v = 103 \cdot 0,55 = 56,65$ м/мин

Частота вращения заготовки:

$$n = \frac{10^3 \cdot V}{\pi \cdot D_3} = \frac{10^3 \cdot 56,55}{3,14 \cdot 64} = 281 \text{ 1/мин}$$

Рассчитаем фактическую скорость резания V_ϕ

$$V_\phi = \frac{n_{cm} \cdot D_3 \cdot \pi}{1000} = \frac{281 \cdot 64 \cdot 3,14}{1000} = 56,65 \text{ м/мин}$$

Рассчитаем силу резания согласно стр.271 (3)

$$P_z = C_p \cdot t^{X_p} \cdot S^{Y_p} \cdot V^{n_p} \cdot K_p$$

$K_{\phi p} = 0,89$ - коэффициент, учитывающий влияние главного угла в плане на составляющую силы резания табл. 23 (3)

$K_{\gamma p} = 1,0$ - коэффициент, учитывающий влияние переднего угла на составляющую силы резания при обработке табл. 23 (3)

$K_{\lambda p} = 1,0$ - коэффициент, учитывающий влияние угла наклона главного лезвия на составляющую силы резания табл. 23 (3)

$K_{r p} = 1,0$ - коэффициент, учитывающий влияние радиуса при вершине резца на составляющую силы резания при обработке согласно табл. 23 (3)

Полный поправочный коэффициент:

$$K_p = K_{\phi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{r p} = 0,89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0,89$$

$$C_p = 300; X_p = 1; Y_p = 0,75$$

Тогда сила резания P_z :

$$P_z = 204 \cdot 1,5 \cdot 0,19^{0,75} \cdot 0,89 = 51,74 \text{ кГ}$$

Проведем расчет мощности резания для для сравнения эффективной мощности резания N_c с мощностью $N_{ст}$.

Расчет выполним по формуле (5) стр. 431.

$$N_c = \frac{P_z \cdot V}{60 \cdot 102}, \text{ кВт} \leq N_{ст}$$

$$P_z \cdot V = 51,74 \cdot 56,55 = 2926,87 \text{ Н/мин}$$

$$\text{Таким образом } N_c = \frac{2926,87}{60 \cdot 102} = 0,47 \text{ кВт} < 10 \text{ кВт}$$

ОП. 025 Плоскошлифовальная:

Производим шлифование внешней поверхности. Быстрорежущая сталь P18.

В качестве оборудования выбираем станок плоскошлифовальный станок WS-032 - число частот вращения шпинделя 24.

- предельный частоты $n = 12,5 - 2000 \text{ об/мин}$
- пределы поперечных подач $S_{\text{пп}} = 0,075 - 2,23$
- пределы продольных подач $S_{\text{пп}} = 0,075 - 4,46$
- мощность привода главного движения $N_{\text{ст}} = 10 \text{ кВт}$

Выбор Сож-5% раствор эмульсола Аквол-10М.

Согласно табл. 5 выбираем стандартную конструкцию и геометрию осевого инструмента.

Выбираем табличную подачу:

$$S_T = 0,25 \text{ мм/об.}$$

Поправочный коэффициент K_s для корректировки S_T выбираем из табл. 65 (2) стр. 267.

$K_{Si} = 1,0$ – коэффициент глубины шлифования

$K_{Sж} = 1,0$ – коэффициент жесткости системы

$K_{Si} = 1,0$ – коэффициент, учитывающий материал инструмента

$K_{Sd} = 1,0$ – коэффициент, учитывающий вид отверстия.

$K_{Sm} = 0,75$ – коэффициент, учитывающий материал заготовки.

$$\text{Отсюда } K_s = K_{Si} \cdot K_{Sж} \cdot K_{Si} \cdot K_{Sd} \cdot K_{Sm} = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,75 = 0,75$$

$$\text{Скорректированная подача: } S = S_T \cdot K_s = 0,25 \cdot 0,75 = 0.1875 \approx 0,19 \text{ мм/об}$$

Согласно табл.66 стр.268. для наших условий шлифования рекомендуется табличная скорость резания:

$$V_T = 32 \text{ м/мин.}$$

Поправочные коэффициенты выбираем из табл. 71 (2) стр. 274

$K_{VM} = 0,85$ – коэффициент, учитывающий марку обрабатываемого материала

$K_{Vi} = 1,1$ – коэффициент, учитывающий материал инструмента

$K_{Vd} = 1,0$ – коэффициент, учитывающий вид шлифования

$K_{Vo} = 1,0$ – коэффициент, учитывающий условия обработки

$K_{V1} = 1,0$ – коэффициент глубины шлифования

Отсюда $K_V = K_{VM} \cdot K_{Vi} \cdot K_{Vd} \cdot K_{Vo} \cdot K_{V1} = 0,85 \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,935$

Скорректированная скорость резания:

$V = V_T \cdot K_V = 32 \cdot 0,935 = 29,9$ м/мин Частота вращения инструмента:

$$N = 10^3 \cdot V / (\pi \cdot D); n = \frac{10^3 \cdot 29,9}{3,14 \cdot 9,5} = 964 \text{ 1/ мин}$$

Рассчитаем фактическую скорость резания:

$$V = 0,00314 \cdot 29,9 \cdot 964 = 90,5 \text{ м/мин}$$

Рассчитаем крутящий момент M_k

Назначение глубин резания:

$$t=0,5\text{мм}$$

$$\text{Согласно } M_k = C_M \cdot D^q \cdot S^y \cdot t^x \cdot K_M = 0,106 \cdot 18^1 \cdot 0,37^{0,8} \cdot 0,5^{0,9} \cdot 0,85 = 0,39$$

кГ·м

Тогда эффективная мощность резания:

$$N_e = \frac{M_k \cdot n}{975} = \frac{0,39 \cdot 964}{975} = 0,3856 \text{ кВт} < N_{ст}$$

6. Безопасность жизнедеятельности

6.1 Безопасность жизнедеятельности на производстве

Охрана труда — система законодательных актов, а также предупредительных и регламентирующих социально-экономических, организационных, технических, санитарно-гигиенических и лечебно профилактических мероприятий, средств и методов, направленных на обеспечение безопасных условий труда [36].

Непосредственно с темой данной работы связаны недостатки, относящиеся к эксплуатации мобильных машин (прежде всего тракторов и автомобилей). Наиболее распространенные опасные действия работников, приводящие к их травмированию при ремонте и техническом обслуживании сельскохозяйственных машин согласно исследований ВНИИОТ[ПОТ Р О-97300-11-97]:

- 1) Использование машин, оборудования, инструмента не по прямому назначению и в неисправном состоянии;
- 2) Несоблюдение требований инструкций по охране труда, технических описаний и инструкций по эксплуатации;
- 3) Перевозка ремонтных бригад к месту работы в кабинах тракторов, шасси, в которых заводом-изготовителем не предусмотрена установка дополнительного сидения для перевозки людей;
- 4) Перевозка ремонтных бригад в кузовах автомобилей, не оборудованных согласно требованиям действующих правил дорожного движения, шасси и тракторных прицепов;
- 5) Буксировка неисправных машин и машинно-тракторных агрегатов по искусственным сооружениям, не соответствующим требованиям строительных норм и правил;
- 6) работа без средств индивидуальной защиты или в специальной одежде, не соответствующей требованиям инструкций по охране труда;
- 7) работа на высоте без предохранительного пояса или организации страховки;
- 8) Выполнение работ при неблагоприятных атмосферных условиях(гроза, ураган, град и т.п.);
- 9) Выполнение работ в состоянии алкогольного или наркотического опьянения;
- 10) Отдых ремонтных бригад в неустановленных местах;
- 11) Работа или нахождение под поднятыми грузом, платформой, рабочим органом и др.;
- 12) Проведение разгерметизации гидросистем механизмов подъема грузовых платформ, сельскохозяйственных орудий и др. без установки под ними прочных опорных страховочных конструкций;
- 13) Устранение технических отказов при работающем двигателе;
- 14) Использование случайных предметов в качестве опор и подставок во время ремонта машин и оборудования.

6.2 Основные мероприятия для улучшения охраны труда при работе на технике

В рамках данного раздела будут освещены только те мероприятия, которые непосредственно влияют на уровень охраны труда при работе на тракторе.

Трактора, автомобили, оборудование и другая сельскохозяйственная техника должны применяться только в тех технологических процессах, для которых они предназначены, в соответствии с паспортными характеристиками. В исключительных случаях они могут применяться на работах, которые изначально официально признаны безопасными [10].

На оборудовании должны использоваться технические средств защиты и устройства, предотвращающие или снижающих тяжесть последствий действия опасных и вредных производственных факторов.

Организация выполнения работ должна исключать или ограничивать физические и нервно-психические перегрузки работников, особенно при контроле за ходом протекания технологического процесса.

Запрещается работать на любом тракторном агрегате, если его топливная система неисправна. Любой тракторный агрегат должен быть оборудован медицинской аптечкой, термосом для питьевой воды объемом не менее 3л, а также средствами пожаротушения.

Обязательно использование средств индивидуальной и коллективной защиты, предусмотренных инструкциями по технике безопасности для различных категорий сотрудников при эксплуатации, техническом обслуживании и ремонте тракторов и других мобильных машин.

В связи с повышенной опасностью отработавших газов (в частности, содержащихся там окисей азота и углерода), не допускается работа трактора в закрытом помещении.

Безопасность также должна достигаться профессиональным отбором, обучением работников, в том числе трактористов, проверкой их знаний и навыков безопасности труда в соответствии с требованиями ГОСТ 2.0.004.

6.3 Общие требования безопасности

1. К управлению и обслуживанию колесных тракторов допускаются лица не моложе 18 лет, прошедшие специальную подготовку и получившие в установленном порядке удостоверение на право управления трактором.

1.2. Все вновь поступающие на работу работники, независимо от предыдущего трудового стажа и вида работ, допускаются к работе только после прохождения медицинского осмотра, вводного и первичного (на рабочем месте) инструктажей с росписью в журнале регистрации проводимых инструктажей по охране труда. В дальнейшем работники проходят повторные инструктажи и проверку знаний по охране труда не реже одного раза в три месяца и периодические медицинские осмотры в соответствии с приказом Минздрава РФ.

1.3. Закрепление лиц за определенной машиной должно оформляться приказом по цеху или предприятию.

1.4. Машинист должен знать Правила внутреннего распорядка предприятия и точно их выполнять.

1.5. Машинист должен работать в спецодежде, спецобуви, которую ему выдает администрация предприятия.

1.6. При движении колесных тракторов по дорогам общего пользования и лесовозным дорогам необходимо руководствоваться "Правилами дорожного движения" Российской Федерации.

Требования безопасности перед началом работы

2.1. Перед началом работы машинист-тракторист обязан проверить техническую исправность:

- ходовой части трактора и прицепного технологического оборудования;
- рулевого управления и тормозного устройства;
- приборов освещения и звукового сигнала.

2.2. Одеть спецодежду и средства индивидуальной защиты в предусмотренном порядке.

2.3. Полностью заправить трактор ГСМ, специальными и охлаждающими жидкостями.

2.4. Перед запуском двигателя проверить рычаги управления трактором и технологическим оборудованием и убедиться в том, что они находятся в нейтральном положении, а гидросистема отключена.

Требования безопасности в аварийных ситуациях

4.1. При показаниях приборов, оповещающих о недостаточном давлении масла в двигателе или повышенной температуре охлаждающей жидкости, необходимо немедленно остановить машину и выключить двигатель. Далее принять меры к устранению выявленных неисправностей:

- после охлаждения двигателя измерить уровень масла, осмотреть систему маслопровода и устранить выявленные дефекты;
- открыть крышку радиатора без резкого ее откручивания, остерегаясь сильного выхода горячих паров (руки должны быть защищены рукавицами), и залить охлаждающую жидкость.

При необходимости устранения возникшей неисправности в процессе работы и проведения технического обслуживания тракторист-машинист обязан выключить двигатель машины.

4.2. При вынужденной остановке тягача на дороге (по причине неисправности) тракторист-машинист обязан выставить сзади трактора знак аварийной остановки и принять меры к устранению неисправности, а в необходимых случаях прибегнуть к помощи других водителей, и, если неисправность устранить не удалось, следовать в гараж с соблюдением мер

предосторожности. В случаях, когда не работают тормоза, поврежден карданный вал, неисправно тягово-сцепное устройство, а также в случае съезда трактора с колеяного покрытия или в кювет и невозможности самостоятельно выехать тракторист-машинист должен довести об этом до сведения руководителя работ.

6.4 Безопасность жизнедеятельности в чрезвычайных ситуациях

Чрезвычайная ситуация (ЧС) — обстановка на определенной территории или акватории, сложившаяся в результате аварии, опасного природного явления, катастрофы, стихийного или иного бедствия, которые могут повлечь или повлекли за собой человеческие жертвы, ущерб здоровью людей или окружающей природной среде, значительные материальные потери и нарушение условий жизнедеятельности людей [37]. Под источником ЧС понимают опасное природное явление, аварию или опасное техногенное происшествие, широко распространенную инфекционную болезнь людей, сельскохозяйственных животных и растений, а также применение современных средств поражения, в результате чего произошла или может произойти ЧС.

Главной задачей при обеспечении БЖ в ЧС является защита населения от современных средств поражения и последствий аварий, катастроф и стихийных бедствий, также функционирование народного хозяйства в чрезвычайных ситуациях мирного и военного времени.

В зоне ЧС проводятся аварийно-спасательные и другие неотложные работы (АСДНР) — совокупность первоочередных работ в зоне ЧС, направленных на спасение жизней и сохранение здоровья людей, снижение размеров ущерба окружающей природной среде и материальных потерь, а также на локализацию зон ЧС и прекращение действия их поражающих факторов [13].

Своевременное выдвижение невоенизированных формирований в район ведения работ может быть достигнуто только при должном транспортном обеспечении. Силами транспортного обеспечения являются в том числе предприятия АПК.

Невоенизированные формирования первой и второй очереди доставляют в район ведения работ автомобильным транспортом, последующие – с использованием других видов транспорта.

При проведении АСДНР к технике предъявляются особые требования. Перед проведением таких работ необходимо провести очередное техническое обслуживание в полном объеме, необходимо провести тщательную герметизацию кабин тракторов и автомобилей.

7. Охрана окружающей среды

В соответствии с требованиями Федерального закона «Об охране окружающей среды» от 10.01.2002 № 7-ФЗ при осуществлении хозяйственной и иной деятельности должны предусматриваться мероприятия по охране окружающей среды, восстановлению природной среды, рациональному использованию и воспроизводству природных ресурсов, обеспечению экологической безопасности [38].

Деятельность любых предприятий должна осуществляться в соответствии с «Системой стандартов в области охраны природы и улучшения использования природных ресурсов», которая включает в себя следующие государственные стандарты и нормативные акты:

- 1) ГОСТ 17.0.0.01-76 "Система стандартов в области охраны природы и улучшения использования природных ресурсов. Основные положения".

2) ГОСТ 17.1.1.01-77* (СТ СЭВ 3544-82) " Охрана природы. Гидросфера. Использование и охрана вод. Основные термины и определения"

3) ГОСТ 17.1.1.04-80 "Охрана природы. Гидросфера. Классификация подземных вод по целям водопользования"

4) ГОСТ 17.2.1.01-76* " Охрана природы. Атмосфера. Классификация выбросов по составу"

5) ГОСТ 17.2.3.01-86" Охрана природы. Атмосфера. Правила контроля качества воздуха населенных пунктов"

6) ГОСТ 17.2.3.02-78 "Охрана природы. Атмосфера. Правила установления допустимых выбросов вредных веществ промышленными предприятиями"

7) ГОСТ Р ИСО 14004-98" Системы управления окружающей средой. Общие руководящие указания по принципам, системам и средствам обеспечения функционирования"

8) Законом РФ «Об охране атмосферного воздуха» № 96-ФЗ от 13.12.2005г.

9) Федеральный закон от 10.01.2002 N 7-ФЗ «Об охране окружающей среды» (с изменениями на 22 августа 2004 года)

10) Водный кодекс Российской Федерации (в ред. Федеральных законов от 04.12.2006 N 201-ФЗ, от 19.06.2007 N 102-ФЗ, от 14.07.2008 N 118-ФЗ)

Кроме того, деятельность хозяйствующих субъектов регулируется республиканским законодательством. В частности Экологическим кодексом РТ от 15 января . № 5–ЗРТ с изменениями от 12.05.2010 (Закон РТ № 20-ЗРТ 2009

г«О внесении изменений в Экологический кодекс РТ от 15 января . № 5–ЗРТ»).2009 г

Предлагаемая в работе конструкция – электрогидравлическая форсунка с двухзатворным управляющим клапаном – позволит несколько снизить удельный и часовой расход топлива мобильными машинами и энергосредствами за счет сокращения количества топлива, необходимого для управления форсункой, что приведет к сокращению потерь топлива, повышению мощности и в конечном итоге – к сокращению выбросов в атмосферу. Кроме того, общее внедрение системы Common Rail с такого рода форсунками позволит отечественной технике достичь мировых стандартов в области экологии.

8. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ РАЗРАБОТКИ

8.1 Экономическое обоснование технологии применения конструкции

За базу для сравнения при технико-экономической оценки принимаются показатели ведомого диска сцепления. При расчетах исходный берётся под индексом 0, а проектируемый под индексом 1.

Масса конструкции определяется по формуле [7]:

$$G = (G_k + G_r) \cdot K, (8.1)$$

где масса сконструированных деталей, узлов и агрегатов, кг; G_k –

масса готовых деталей, узлов и агрегатов, кг; G_r –

K коэффициент, учитывающий массу расходуемых на изготовление конструкции монтажных материалов (для расчета принимается ($K=1,05 \dots 1,15$)). –

Таблица 8.1 – Расчет массы сконструированных деталей

Наименование детали и материала	Масса деталей, кг	Количество деталей, шт	Общая масса, кг
---------------------------------	-------------------	------------------------	-----------------

1. Фланец диска	0,5	1	0,5
2. Корпус диска	0,23	1	0,23
3. Ведомый диск	0,4	1	0,4
4. Пружины	0,05	6	0,3
ВСЕГО			1,19

$$G = (1,19 + 0,1) \cdot 1,05 = 1,265, \text{ кг}$$

Балансовую стоимость конструкции определяется по формуле [7]:

$$C_{61} = \frac{C_{60} \cdot G_1 \cdot \sigma}{G_0}, \quad (8.2)$$

где— балансовая стоимость прототипа, руб.; C_{60}

— масса существующей конструкции, кг; G_0

G_1 — масса проектируемой конструкции, кг;

— коэффициент удешевлении конструкции $\sigma = 0,9 \dots 0,95$

Отсюда получаем конструкции:

$$C_{61} = \frac{1000 \cdot 8 \cdot 0,9}{11,925} = 750,9, \text{ руб.}$$

8.1.1 Расчет технико-экономических показателей эффективности конструкции и их сравнение

Прежде чем приступить к расчету, необходимо собрать исходные данные.

Таблица 8.2 – Исходные данные

Наименование	Проектируемый	Базовый
Масса конструкции, кг	1,19	1,5
Балансовая стоимость, руб.	750,5	000
Количество обслуживающего персонала, чел.	1	1
Разряд работы	IV	IV
Тарифная ставка, руб./ч.	120	120
Норма амортизации, %	15	13
Норма затрат на ремонт ТО, %	16	16
Годовая загрузка конструкции, ч	1901	1901

Часовая производительность определяется по формуле [7]:

$$W_{\text{ч}} = \frac{5,0 \cdot F_y}{\sqrt{\tau}} \cdot \sqrt{\Delta p} \cdot \gamma, \quad (8.3)$$

где F_y – площадь поперечного сечения, см^2 ;

– коэффициент сопротивления ($\tau = 0,0121$);

– перепад давления, кгс/см^2 ($= 0,5 \text{ кгс/см}^2$);

– удельный вес жидкости, кг/см^3 ($= 7,8 \text{ кг/см}^3$).

$$W_{\text{ч}} = \frac{5,0 \cdot 28,26 \cdot 2}{\sqrt{0,0121}} \cdot \sqrt{0,5} \cdot 7,8 = 2, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Энергоемкость процесса определяется из выражения [7]:

$$\Xi_e = \frac{N_e}{W_{\text{ч}}}, \quad (8.4)$$

где N_e – потребляемая конструкцией мощность, кВт;

$W_{\text{ч}}$ – часовая производительность конструкции, $\text{м}^3/\text{ч}$.

$$\Xi_e^1 = \frac{3,2}{2} = 1,6, \text{ кВт/м}^3;$$

$$\Xi_e^o = \frac{3,2}{1} = 3,2, \text{ кВт/м}^3.$$

Металлоемкость установки определяется по формуле [7]:

$$M_e = \frac{G}{W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{год}} \cdot T_{\text{сл}}}, \quad (8.5)$$

где $T_{\text{год}}$ – годовая загрузка конструкции, час;

$T_{\text{сл}}$ – срок службы конструкции ($T_{\text{сл}} = 10$ лет).

$$M_e^1 = \frac{1,19}{2 \cdot 1901 \cdot 10} = 0,0097, \text{ кг/т};$$

$$M_e^o = \frac{1,5}{1 \cdot 1901 \cdot 10} = 0,014 \text{ кг/т}.$$

Фондоемкость процесса определяется по формуле [7]:

$$F_e = \frac{C_{\text{б}}}{W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{год}}}, \quad (8.6)$$

$$F_e^1 = \frac{50505,9}{2 \cdot 1901} = 13,28, \text{ руб./т};$$

$$F_e^o = \frac{80000}{1 \cdot 1901} = 42,08, \text{ руб./т}.$$

Трудоемкость процесса определяется по формуле [7]:

$$T_e = \frac{n_p}{W_q}, \quad (8.7)$$

где n_p – количество рабочих, обслуживающих машину, чел.

$$T_e^1 = \frac{1}{2} = 0,5, \text{ чел. ч/м}^3;$$

$$T_e^o = \frac{1}{1} = 1, \text{ чел. ч/м}^3.$$

Себестоимость выполнения работ определяется по формуле [7]:

$$S = C_{зп} + C_э + C_{РТО} + A, \quad (8.8)$$

где – заработная плата производственных рабочих, руб.; $C_{зп}$

$C_э$ – стоимость электроэнергии, руб.;

A – амортизационные отчисления, руб.;

$C_{РТО}$ – затраты на ремонт и техническое обслуживание, руб.;

Заработная плата производственных рабочих определяется по формуле [7]:

$$C_{зп} = z \cdot T_e, \quad (8.9)$$

где z – тарифная ставка рабочих, руб.;

$$C_{зп}^1 = 50 \cdot 0,5 = 25, \text{ руб.};$$

$$C_{зп}^o = 50 \cdot 2 = 50, \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления определяют по формуле [7]:

$$A = \frac{C_б \cdot a}{100 \cdot W_q \cdot T_{год}} \quad (8.10)$$

где a – норма амортизации, %.

$$A^1 = \frac{50505,9 \cdot 15}{100 \cdot 2 \cdot 1901} = 1,99, \text{ руб.};$$

$$A^o = \frac{80000 \cdot 13}{100 \cdot 1 \cdot 1901} = 5,47, \text{ руб.}$$

Затраты на ремонт и техническое обслуживание определяют по формуле [7]:

$$C_{pmo} = \frac{C_{\delta} \cdot H_{pmo}}{100 \cdot W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{год}}} \quad (8.11)$$

где H_{pmo} – норма затрат на ремонт и техническое обслуживание, %.

$$C_{pmo}^1 = \frac{50505,9 \cdot 16}{100 \cdot 2 \cdot 1901} = 2,125, \text{руб.};$$

$$C_{pmo}^0 = \frac{80000 \cdot 16}{100 \cdot 1 \cdot 1901} = 6,73, \text{руб.}$$

Отсюда:

$$S^1 = 25 + 1,99 + 2,125 = 29,115, \text{руб.};$$

$$S^0 = 50 + 5,47 + 6,73 = 62,2, \text{руб.}$$

Приведенные затраты определяются по формуле [7]:

$$C_{\text{прив}} = S + E_{\text{н}} \cdot k, \quad (8.12)$$

где $E_{\text{н}}$ – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений ($E=0,10$);

k – удельные капитальные вложения, руб./м³.

Удельные капитальные вложения находятся из выражения [7]:

$$k = \frac{C_{\delta}}{W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{год}}} \quad (8.13)$$

$$k^1 = \frac{50505,9}{2 \cdot 1901} = 13,28 \text{ руб./м}^3;$$

$$k^0 = \frac{80000}{1 \cdot 1901} = 42 \text{ руб./м}^3.$$

$$C_{\text{прив}}^1 = 29,115 + 0,1 \cdot 13,28 = 30,443 \text{ руб./м}^3;$$

$$C_{\text{прив}}^0 = 62,2 + 0,1 \cdot 42 = 66,4 \text{ руб./м}^3.$$

Годовой экономический эффект определяется по формуле [7]:

$$E_{\text{год}} = (S^0 - S^1) \cdot W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{год}}, \quad (8.14)$$

$$E_{\text{год}} = (62,2 - 29,115) \cdot 2 \cdot 1901 = 125789,17, \text{руб.}$$

Годовая экономия определяется по формуле [7]:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = (C_{\text{прив}}^0 - C_{\text{прив}}^1) \cdot W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{год}}, \quad (8.15)$$

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = (66,4 - 30,443) \cdot 2 \cdot 1901 = 136708,5, \text{руб.}$$

Срок окупаемости дополнительных капиталовложений определяется по формуле [7]:

$$T_{ок} = \frac{C_{б1}}{\mathcal{E}_{год}}, \quad (8.16)$$

$$T_{ок} = \frac{50505,9}{136708,5} = 0,37 \text{ год.}$$

Коэффициент эффективности дополнительных капитала вложений определяется по формуле [7]:

$$E_{эф} = \frac{\mathcal{E}_{год}}{C_{б}}, \quad (5.17)$$

$$E_{эф} = \frac{136708,5}{50505,9} = 2,7$$

Определенные технико-экономические показатели сводятся в табл. 8.3.

Таблица 8.3 – Техничко-экономические показатели эффективности конструкции

Показатели	Единица измерения	Базовый	Проектный
1	2	3	4
Энергоемкость	кВт/м ³	3,2	1,6
Уровень эксплуатационных затрат	руб./ м ³	42	13,28
Металлоемкость процесса	кг/т	0,014	0,0097
Трудоемкость процесса	чел. · ч/т	0,5	1
Фондоемкость	руб./т	42,08	13,28
Приведенные затраты	руб./т	66,4	30,443
Годовой экономический эффект	руб.	-	125789,17
Годовая экономия	руб.	-	136798,5
Срок окупаемости	год	-	0,37
Коэффициент эффективности капиталовложений		-	2,7

Из таблицы 8.3 видно, что замена старой конструкции очистной установки на предлагаемую позволит снизить затраты на мойку с одновременным

сокращением металлоемкости и стоимости процесса, что в конечном счете скажется на эффективности производства.

Общие выводы

1. Повышение эффективности использования автомобильного транспорта невозможно без применения новых технологий их обслуживания и модернизации.

2. Значительная часть автотранспортного парка АПК республики Татарстан физически устаревшая. Так например около 40% автомобилей имеют возраст более 8 лет, что не может не сказываться на величине производственных затрат.

3. При проектировании сцепления были проанализированы основные достоинства и недостатки существующих конструкций, определена схема конструкции и его основные параметры.

4. Произведены необходимые конструктивные расчеты, составлен сборочный чертеж конструкции и рабочие чертежи деталей.

5. Произведены расчеты технико-экономических показателей, из которых видно, что внедрение данной конструкции дает годовой экономический эффект на единицу изделия 125798 рубля, а срок окупаемости составляет 4,4 месяца.

Список использованной литературы

1) Сведения о наличии, состоянии сельскохозяйственной техники и поступлении топлива на 1 января 2010-2016 года. / Министерство сельского хозяйства и Продовольствия Республики Татарстан. Государственное унитарное предприятие республиканский информационно-вычислительный центр.

2) Годовой отчет о наличии и возрастном составе сельскохозяйственной техники на 1 января 2010-2016 года. / Министерство сельского хозяйства и Продовольствия Республики Татарстан. Государственное унитарное предприятие республиканский информационно-вычислительный центр.

3) Булгариев Г.Г., Методические указания по анализу хозяйственной деятельности предприятий в дипломных проектах (для студентов ИМ и ТС). / Г.Г. Булгариев; Р.К. Абдрахманов; М.Н. Калимуллин; Н.В. Булатова. – Казань, 2011. – 21-25 с.

4) Булгариев Г.Г., Методические указания по экономическому обоснованию дипломных проектов и выпускных квалификационных работ. – Казань: 2009.

5) Республика Татарстан. Транспорт и связь // Территориальный орган Федеральной службы государственной статистики по Республике Татарстан. URL: http://tatstat.gks.ru/wps/wcm/connect/rosstat_ts/tatstat/ru/statistics/enterprises/transport/ (Дата обращения: 10.03.2016).

6) Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко "Пластинчатые и спиральные теплообменники"; Бажан П. И "Справочник по теплообменным аппаратам" 2003 – с. 472 .