

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ



Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Транспортная техника»

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
транспортной техники
доктор технических наук
_____ Машеков С.А.
«_____» _____ 2020г.

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

На тему: «Модернизация грузового автомобиля малой грузоподъемности 15 кН
с разработкой в специальной части конструкции сцепления»

по специальности: 5В071300 - Транспорт, транспортная техника и технологии

Выполнил

Бондарев Е.В.

Рецензент

Кандидат технических наук

_____ Есенгалиев М.Н.

Научный руководитель

Кандидат технических наук

_____ Кульгильдинов Б.М.

«_____» _____ 2020г.

«_____» _____ 2020г.

Алматы 2020

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ



Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Транспортная техника»

Бондарев Евгений Владимирович

Модернизация грузового автомобиля малой грузоподъемности 15 кН с
разработкой в специальной части конструкции сцепления

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

Специальность 5В071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

Алматы 2020

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ



Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Транспортная техника»

5B071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой
транспортной техники
доктор технических наук
_____ Машеков С.А.
« » 2020 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Обучающемуся: Бондареву Евгению Владимировичу

Тема: Модернизация грузового автомобиля малой грузоподъемности 15 кН с разработкой в специальной части конструкции сцепления

Утверждена приказом Ректора Университета № 762-б от «27» января 2020г.

Срок сдачи законченной работы «27» мая 2020г.

Исходные данные к дипломной работе: Существующая конструкция сцепления

Краткое содержание дипломной работы:

- а) анализ научно-технической и патентной литературы*
- б) выбор направления модернизации*
- в) расчетная часть*

Перечень графического материала: общий вид грузового автомобиля – 1 лист формата А1, Сцепление автомобиля – 1 лист формата А1, сборочный чертеж – 1 лист формата А1, тяговый расчет – 1 лист формата А1, детализовка - 1 лист формата А1.

Рекомендуемая основная литература: *из 10 наименований*

ГРАФИК
подготовки дипломной работы

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления руководителю	Примечание
Общая часть	Февраль	
Специальная часть	Март–Апрель	

Подписи

консультантов и нормоконтролера на законченную дипломную работу
с указанием относящихся к ним разделов работы

Наименование разделов	Консультанты, И.О.Ф. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Общая часть	Кульгильдинов Б.М., кандидат технических наук		
Специальная труда	Кульгильдинов Б.М., кандидат технических наук		
Нормоконтролер	Козбагаров Р.А., кандидат технических наук, доцент		

Научный руководитель _____ Кульгильдинов Б.М.

Задание принял к исполнению обучающийся _____ Бондарев Е.В.

Дата " ____ " _____ 2020 г.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	9
1 Анализ научно-технической и патентной литературы	10
1.1 Обзор научно-технической информации	10
1.2 Анализ патентов	13
1.3 Выбор направления модернизации	17
2 Расчетная часть	19
2.1 Описание спроектированного узла	19
2.1.1 Конструктивные особенности	20
2.1.2 Конструктивные и технические характеристики автомобиля	21
2.1.3 Внешняя скоростная характеристика двигателя	22
2.2 Силы, действующие на автомобиль	25
2.3 Динамические характеристики автомобиля	29
2.4 Расчет сцепления	34
2.4.1 Расчет сцепления на износ	34
2.4.2 Расчет сцепления на надежность	36
2.4.3 Выключение сцепления	39
2.4.4 Включение сцепления	41
2.5 Расчет сцепления на прочность	44
2.5.1 Расчет нажимных пружин сцепления	44
2.5.2 Расчет вала сцепления	47
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	49
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	50

АННОТАЦИЯ

В дипломной работе на тему «Модернизация грузового автомобиля грузоподъемностью 1500 кг с разработкой конструкции сцепления» автомобилем аналогом выбран грузовой автомобиль ГАЗ -33021. В дипломной работе охвачены основные разделы расчета конструкции сцепления, так же проведен тяговый расчет автомобиля. Проведен патентный поиск, в результате которого за модернизацию было принято изобретение патент сцепление транспортного средства с разработкой промежуточного вала RU 2235229 МПК F16D13/58.

АҢДАТПА

«Жүк көтергіштігі 1500 кг болатын жоғары жүргіштікті жүктік автомобильді жобалап, ілінісу құрылысын жаңғарту» тақырыбындағы дипломдық жұмыста автокөлік мысалы ретінде жүккөтерімділігі 1500 кг ГАЗ-33021 автокөлігі алынған. Дипломдық жұмыста құрастырылып жатырған түйіннің есебі мен автокөліктің тартым есбі алынған. Қойылған тапсырманы орындау үшін патенттік іздеу жасалып, нәтижесінде дифференциалы ілінісудің аралық білігін дамыту патентін қолдану шешімі қабылданды, патент RU 2235229 МПК F16D13/58.

ANNOTATION

In the thesis on the subject " Modernization of the truck carrying capacity of 1500 kg with a clutch of design" the analog is taken for the car the truck with GAZ - 33021 a loading capacity of 1500 kg. In the thesis tractive calculation of the car and calculation of the developed node is made. For execution of an objective patent search as a result of which the decision to use the patent for the invention of a traction vehicle with the development of an intermediate , the patent RU 2235229 МПК F16D13/58 was made is carried out.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время автомобильный транспорт является наиболее мобильным универсальным средством коммуникации и занимает важное место в транспортном комплексе государства. На его долю приходится свыше 80 % всех грузовых и пассажирских перевозок, примерно 70% трудовых ресурсов, свыше 65% топлив нефтяного происхождения, около 50% капиталовложений, более 65% всех транспортных издержек.

Перед автомобильным транспортом поставлены задачи по повышению эффективности и качеству работы, снижению отрицательного воздействия на окружающую среду, а также полное и своевременное удовлетворение потребностей народного хозяйства и населения страны в перевозках.

Основными путями решения этих задач являются: выпуск промышленностью более современного оборудования для технического обслуживания (ТО) и ремонта автомобилей; выпуск промышленностью более совершенного и надежного подвижного состава (ПС) различного типажа; разработка и внедрение более прогрессивных технологий ТО и ремонта автомобилей. Большую роль в решении задач, стоящих перед автотранспортом, играет техническая служба АТП.

В дипломной работе мною были определены и оценены скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля ГАЗ-33021, снаряженной массой - 1850кг, грузоподъемностью 1500кг, и полной массой - 3500 кг, а также было рассчитано сцепление для рассчитанных мною данных и разработана конструкция сцепления автомобиля согласно прототипу. Автомобиль ГАЗ-33021 представляет собой базовую модель легкого грузового автомобиля с цельнометаллической двухдверной кабиной и металлической бортовой платформой. Двигателем ЗМЗ-40250 (ЗМЗ-40260). Данный автомобиль подходит для работы как в городе, так и межгородом сообщении.

В дипломной работе рассчитаны необходимые данные для построения скоростной характеристики, мощностного и силового балансов, динамической характеристики, графиков ускорений, времени и пути разгона, графиков, отражающих расход топлива при установившемся и неустановившемся движении.

По теме дипломной работы рассмотрены разные виды сцеплений и их классификации, в том числе был проведен патентный поиск, в результате которого за модернизацию было принято изобретение патент сцепление транспортного средства с разработкой промежуточного вала.

1 Анализ научно-технической и патентной литературы

1.1 Обзор научно-технической информации

Сцепление — один из наиболее консервативных узлов современного автомобиля. Еще с давних времен, после экспериментов с пробуксовкой кожаных ремней на конусных шкивах, человечество пришло к единой схеме — на автомобилях с механическими коробками передач наибольшее распространение получило сухое фрикционное сцепление.

Сцепление служит для временного разъединения двигателя и трансмиссии и плавного их соединения. Временное разъединение двигателя и трансмиссии необходимо при переключении передач, торможении и остановке автомобиля, а плавное соединение — после переключения передач и при начале движения автомобиля с места. 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. Так, нагрузки в трансмиссии возрастают при резком торможении с двигателем, при резком включении сцепления, неравномерной работе двигателя и резком снижении частоты вращения коленчатого вала, наезде колес на неровности дороги и т.д.

Сегодня, наряду со своей главной функцией — соединения и разъединения двигателя и коробки передач, сцепление выполняет и ряд других важных задач. Оно должно обеспечивать мягкое и плавное трогание с места, позволять быстрое переключение передач, препятствовать передаче крутильных колебаний от двигателя в трансмиссию, а также быть износостойким и легко заменимым. Сцепление, в котором нажимное усилие создается центральной диафрагменной пружиной, уже давно используется в грузовых автомобилях и автобусах вместо традиционных конструкций с цилиндрическими пружинами, размещенными по периферии. Дело в том, что в процессе эксплуатации сцепления традиционной конструкции изнашивание ведомого диска ведет к значительному снижению нажимного усилия. Как следствие — пробуксовка. В свою очередь диафрагменная пружина при той же величине износа не только не снижает нажимное усилие, а наоборот — наблюдается его некоторое возрастание и лишь потом снижение. Характеристика подбирается таким образом, что ведомый диск начинает проскальзывать еще до достижения предельно допустимой степени износа фрикционных накладок. Тем самым замена узла становится необходимой до появления серьезных дефектов, например, повреждения нажимных поверхностей заклепками. А еще среди недостатков сцепления с цилиндрическими пружинами можно упомянуть уменьшение нажимного усилия при увеличении числа оборотов и необходимость в большем монтажном пространстве. [1] Поэтому были проведены исследования научно-технической

патентной информации для выявления перспективных конструкций сцеплений. Для анализа конструктивных особенностей сцеплений отобраны 3 патента.

На автомобилях применяют различные типы сцеплений (рисунок 1.1).



Рисунок 1.1 – Типы сцеплений, классифицированных по различным признакам.

Специалисты предрекают традиционному сухому фрикционному сцеплению не очень долгий отрезок оставшейся жизни, но что-нибудь радикально новое пока не предлагается, лишь совершенствуются существующие системы.

В зависимости от конструкции различают следующие типы сцепления: фрикционное, гидравлическое, электромагнитное.

Фрикционным сцеплением называется дисковая муфта, в которой крутящий момент передается силами сухого трения.

На современных автомобилях широко распространено однодисковое сухое сцепление, в котором для передачи крутящего момента применяется один ведомый диск.

Электромагнитным называется сцепление, в котором сжатие ведущих и ведомых деталей осуществляется электромагнитными силами. Электромагнитные сцепления являются постоянно разомкнутыми. [2]

Особенностью электромагнитного сцепления является то, что оно относится к сцеплениям с автоматическим управлением, у которых педаль сцепления на автомобиле обычно отсутствует. Такие автомобили называются автомобилями с двухпедальным управлением. Автоматическое управление сцеплением может быть обеспечено применением вакуумного, пневматического, гидравлического, электрического или комбинированного приводов.

Существуют следующие виды автомобильных сцеплений:

- Двойное сцепление;
- Многодисковое сцепление;
- Саморегулирующееся сцепление;
- Электронное сцепление.

Большинство современных роботизированных коробок передач оборудованы двойным сцеплением. Данное устройство, помимо традиционных функций сцепления, обеспечивает предварительный выбор очередной передачи при включенной другой передаче за счет поочередной работы двух фрикционных муфт. При этом крутящий момент от двигателя на ведущие колеса передается непрерывно. [2]

В роботизированной коробке передач с двойным сцеплением для четных и нечетных передач используется отдельное сцепление. По своей сути это две отдельные коробки передач, находящиеся в одном корпусе и работающие как единое целое.

Применение двойного сцепления в конструкции коробок передач началось с 1980 года благодаря разработкам Porsche и Audi для своих спортивных автомобилей. В настоящее время двойное сцепление используется в конструкциях коробок передач многих фирм

Различают два типа двойного сцепления: «сухое» (*фрикционные диски в воздухе*) и «мокрое» (*многодисковые сцепления в масле*).

«Мокрое» сцепление имеет лучшее охлаждение, поэтому может применяться для передачи большего крутящего момента (до 350 нм и более). Например, «мокрое» сцепление в коробке передач Bugatti Veyron обеспечивает передачу крутящего момента 1250 нм. Предел «сухого» сцепления – 250 нм. Вместе с тем, «сухое» сцепление более эффективно в эксплуатации, т.к. в нем отсутствуют потери мощности двигателя на привод масляного насоса. [2]

Когда возможности однодискового сцепления исчерпали себя, на смену ему приходит многодисковое. Его коэффициент умножается на количество дисков, при этом не обязательно иметь корзину с большой прижимной силой. Ведомые диски используются как правило без пружин, для облегчения конструкции. Устройство по принципу работы такое же, как у обычного сцепления, но вместо одного ведомого диска используется два, или более.

Количество ведущих дисков тоже увеличивается. Помимо маховика и нажимного диска в корзине, между ведомыми дисками находится ещё ведущий диск, который свободно перемещается вдоль оси вращения, но зацеплен за корзину, и вращается вместе с ней. Такие механизмы применяются на всех высокофорсированных гоночных автомобилях, к примеру, на болидах Формула 1 четырёх-дисковое сцепление.

Многодисковое сцепление может быть сухого и мокрого типа. Мокрое сцепление частично заполнено маслом, которое обеспечивает плавное соединение (разъединение) дисков, отвод от них тепла, смазку конструктивных элементов сцепления, облегченное перемещение дисков по шлицам. При всех неоспоримых достоинствах мокрое сцепление имеет низкий коэффициент трения. Этот недостаток компенсируется увеличением давления на диски, применением новых фрикционных материалов. [2]

Под термином «сцепление» традиционно понимается устройство, соединяющее двигатель с коробкой передач. Вместе с тем многодисковая

фрикционная муфта нашла широкое применение и в других системах автомобиля, среди которых автоматическая коробка передач, роботизированная коробка передач, дифференциал, системы полного привода. [3]

1.2 Анализ патентов

Ниже приведены инновационные технические решения, которые можно было бы использовать в конструкциях современных автомобилей.

1) Автоматизированное сцепление

RU 2436689 МПК: В60К17/02

Авторы патента: Грабовский А.А., Панкин А.С., Бородин Е.В.

Изобретение относится к области машиностроения, а именно к автоматизированным сцеплениям. Автоматизированное сцепление содержит корпус муфты, связанный с маховиком и содержащий в своем составе гидроцилиндры, колодки с фрикционными накладками, два ведомых диска, установленных на внутреннем и наружном первичных валах (рисунок 1.2). Кожух сцепления, содержащий осевое отверстие и три окна на боковой образующей, прикреплен к рабочей поверхности маховика. К внутренней плоскости кожуха прикреплено упорное кольцо. Между рабочими плоскостями маховика и упорного кольца, на шлицах первичного вала коробки передач, смонтирован ведомый диск, представляющий собой ступицу со шлицами. На передней части ступицы выполнен диск, к которому, с обеих сторон, прикреплены вспомогательный диск и диск-основание. На периферийной части диска-основания, по обе его стороны, прикреплены торообразные объемные камеры, к которым прикреплены несущие кольца. В полости торообразных камер подается рабочее тело под давлением, через управляющий клапан, при подаче управляющего сигнала от микроконтроллера. На каждом несущем кольце установлены колодки, являющиеся элементами передачи крутящего момента с маховика и упорного кольца на ведомый диск. На плоскости несущего кольца выполнено резьбовое отверстие, связывающее полости торообразных камер с ввинченным в него тройником. В одно из резьбовых отверстий тройника ввинчен клапан, а во второе - гибкий шланг высокого давления. Решение направлено на упрощение конструкции устройства. [4]

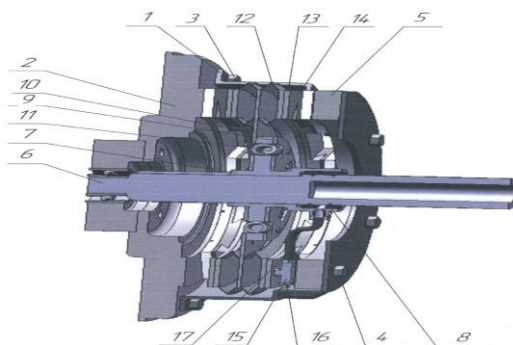


Рисунок 1.2 - Автоматизированное сцепление

2) Сцепление

RU 2127379 МПК: F16D23/14

Изобретение относится к транспортному машиностроению, а именно к сцеплению транспортных средств.

Сцепление содержит муфту выключения с установленным в ее корпусе подшипником, взаимодействующим с нажимной пружиной нажимного диска сцепления (рисунок 1.3). Сцепление содержит опорную пластину, установленную своим центральным отверстием на хвостовике корпуса муфты выключения с прилеганием к ее поперечному фланцу. Сцепление содержит такжевилку выключения, контактирующую с опорными площадками опорной пластины своими рабочими частями, поджатыми изогнутыми концами соединительной пружины. Опорная пластина своими выступами на внутренней поверхности центрального отверстия расположена в поперечных прорезях продольных выступов. Опорная пластина зафиксирована от проворота буртиками поперечного фланца, которые выполнены на нем по контуру опорных площадок опорной пластины. От осевого смещения опорная пластина зафиксирована соединительной пружиной, огибающей хвостовик и расположенной в поперечных прорезях продольных выступов, между поверхностью опорной пластины и противоположной стенкой каждой прорези. Достижимый технический результат состоит в упрощении конструкции сцепления, улучшении технологичности его сборки.[4]

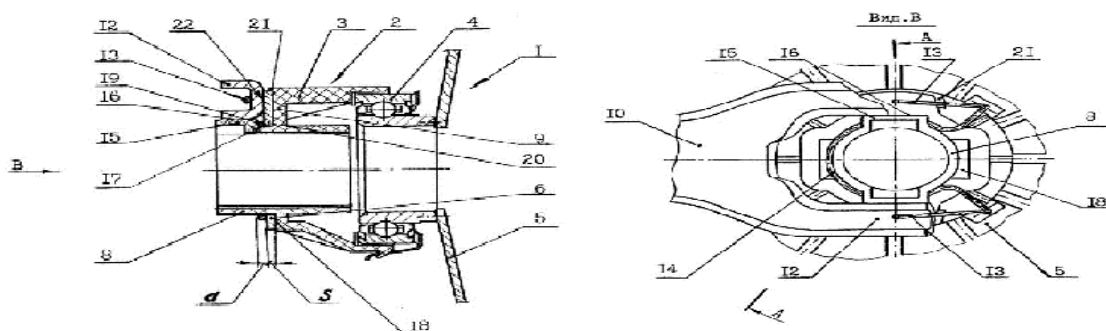


Рисунок 1.3 – Сцепление

3) Фрикционное сцепление

RU 2143619 МПК: F16D13/75

Авторы патента: Вольфганг Райк, Кристоф Виттманн.

Изобретение касается фрикционного сцепления, в частности для автомобилей. Фрикционное сцепление содержит кожух, нажимной диск, регулировочное устройство, тарельчатую пружину и пружинные средства, которые предусмотрены на тарельчатой пружине (рисунок 1.4). Нажимной диск соединен с кожухом жестко относительно вращения, но с возможностью ограниченного перемещения в осевом направлении. Тарельчатая пружина аксиально в направлении опорных зон кожуха находится под действием удерживающего усилия, создаваемого пружинными средствами, но

посредством регулировочного устройства может смещаться относительно кожуха. Такое выполнение фрикционного сцепления позволяет уменьшить количество конструктивных элементов, упростить сборку, снизить стоимость изготовления. [5]

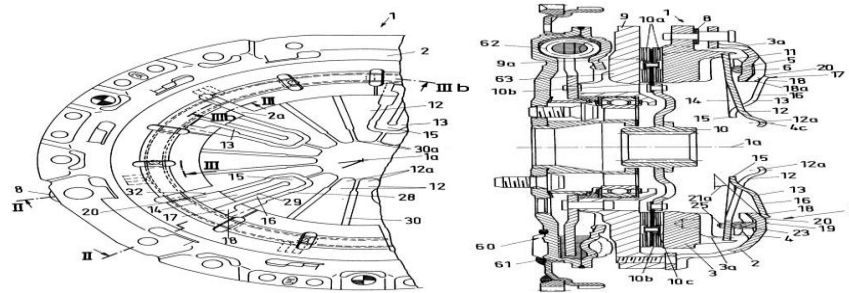


Рисунок 1.4 - Фрикционное сцепление

4) Центробежное сцепление RU 2349807 МПК: F16D43/08

Изобретение относится к области машиностроения и предназначено для использования в автотракторной технике для сцепления двигателя с коробкой передач. Центробежное сцепление содержит маховик, ведущий вал, коробку передач, центробежные грузы и кожух (рисунок 1.5). Коленчатый вал имеет шлицы, на которых подвижно установлена в качестве маховика ведущая полумуфта с элементами зацепления. На валу коробки передач неподвижно установлена ведомая полумуфта, содержащая стыковочные выемки, снабженные дорожками качения, конфигурация которых имеет вид состыкованных вершин конусов, по которым имеют возможность перемещаться элементы зацепления ведущей полумуфты. Ведущая полумуфта соединена с коленчатым валом с возможностью центробежного регулирования автоматического сцепления и разобщения полумуфт. Ведомая полумуфта может обладать подвижностью по шлицам и подпружиниванием упругим элементом в зависимости от высокой чувствительности агрегата к перегрузочным процессам. Достигается возможность автоматического сцепления и разобщения полумуфт и повышение эксплуатационной надежности центробежного сцепления. [5]

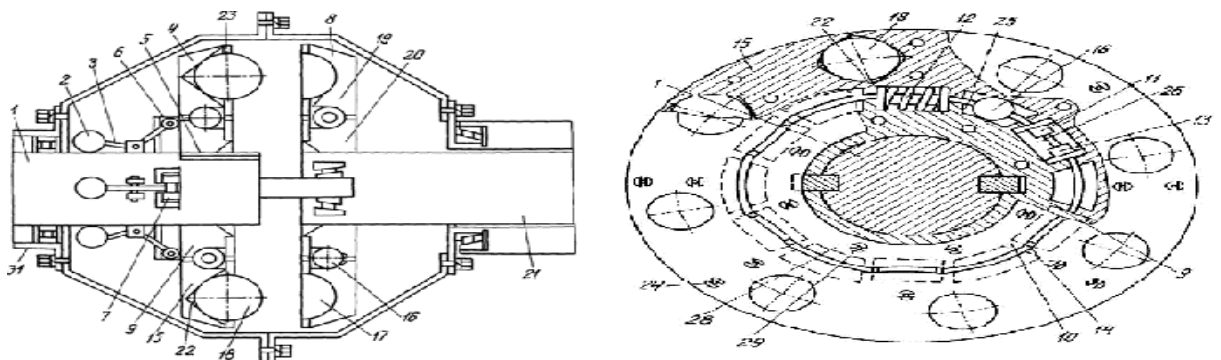


Рисунок 1.5 - Центробежное сцепление

5) Сцепление транспортного средства

Патент RU 2235229 МПК: F16D13/58

Изобретение относится к области транспортного машиностроения и предназначено для использования в трансмиссиях транспортных средств в качестве узла сцепления. Сцепление транспортного средства содержит картер, маховик, ведомый и нажимной диски, кожух нажимного диска, закрепляемый на маховике, оттяжные рычаги, шарнирно закрепленные на кожухе и соединенные шарнирно с нажимным диском, муфту выключения сцепления, выжимной подшипник и гидравлический привод сцепления (рисунок 1.6).

Сцепление снабжено промежуточным валом, один конец которого жестко соединен с первичным валом коробки передач, а другой установлен в маховике посредством радиального подшипника. Ведомый диск установлен на промежуточном валу посредством шлицевого соединения. Выжимной подшипник установлен на втулке с противоположной от муфты выключения сцепления стороны. Техническим результатом является расширение функциональных возможностей сцепления, повышение эффективности его работы, а также увеличение надежности.

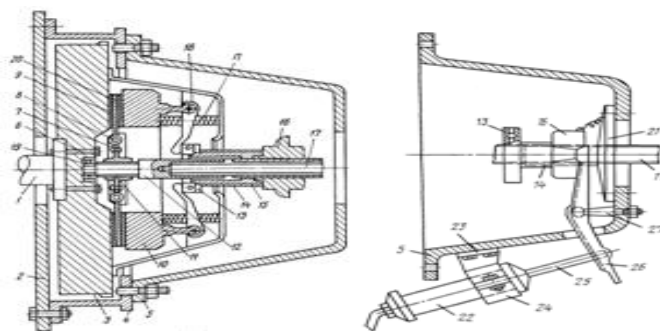


Рисунок 1.6 - Сцепление транспортного средства

б) Двухпоточная муфта сцепления

RU 2357125 МПК: F16D13/60, B60K17/02

Изобретение относится к области машиностроения, в частности к двухпоточным муфтам сцепления дискового типа. Двухпоточная муфта сцепления содержит корпус, нажимной диск и два ведомых диска, а также механизм включения сцепления, функционально объединенный с нажимным механизмом с двумя тарельчатыми пружинами и поводками, жестко связанными с нажимным диском (рисунок 1.7). Корпус муфты выполнен в виде обечайки, внутри которой имеются три прилива, расположенных под углом 120° относительно друг друга. В каждом из приливов выполнены по два цилиндра, в которых располагаются поршни. В каждом из цилиндров выполнена трапецеидальная канавка под уплотнительное кольцо, которое выполняет также функцию возврата поршня. На наружной поверхности корпуса выполнен венец, находящийся в зацеплении с соответствующим внутренним венцом, выполненным на корпусе маховика. Снаружи, на корпусе

муфты сцепления установлено уплотнительное устройство, выполненное в виде обечайки, с внутренней стороны которой смонтированы четыре манжеты с тремя стопорными кольцами, формирующие совместно с корпусом сцепления две полости, в которые через шланги подводится рабочая жидкость. Внутри корпуса, напротив поршней, смонтированы ведущие колодки, по паре на каждый поршень. Между ведущими колодками расположены ведомые диски. Изобретение позволяет увеличить производительность силовой установки за счет уменьшения потерь в процессе переключения без разрыва силового потока.

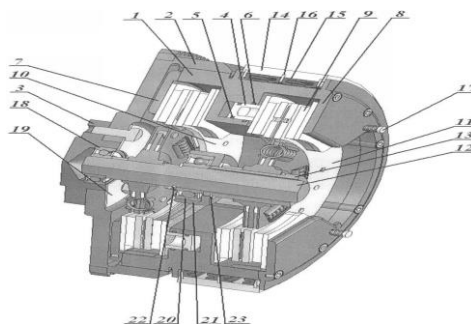


Рисунок 1.7 - Двухпоточная муфта сцепления

1.3 Выбор направления модернизации

Таким образом, проведенный анализ научно-технической и патентной информации, выявлены следующие направления модернизации муфты сцепления:

- упрощение конструкции и увеличение производительности;
- повышение надежности конструкции;
- повышение эксплуатационной надежности.

Известно сцепление автомобиля, содержащее картер, маховик, предназначенный для соединения с валом двигателя, ведомый диск, предназначенный для передачи крутящего момента на первичный вал коробки перемены передач, нажимной диск, кожух нажимного диска, закрепленный на маховике, оттяжные рычаги, шарнирно закрепленные в кожухе и соединенные шарнирно с нажимным диском, муфту выключения сцепления и выжимной подшипник (В.И.Борисов и др. Автомобиль ГАЗ-66. М.: Машиностроение, 1966).

Известное сцепление имеет ограниченные функциональные возможности при использовании совместно с дизельным двигателем на автомобиле с откидывающейся вперед кабиной.

Задачей изобретения является расширение функциональных возможностей сцепления. Другой задачей является эффективность действия при надежности работы. Изобретение направлено также на повышение долговечности при простоте обслуживания и легкости управления.

Для решения данной задачи предлагается сцепление транспортного средства, содержащее картер, маховик, предназначенный для соединения с

валом двигателя, ведомый диск, предназначенный для передачи крутящего момента на первичный вал коробки перемены передач, нажимной диск, кожух нажимного диска, закрепленный на маховике, оттяжные рычаги, шарнирно закрепленные в кожухе и соединенные шарнирно с нажимным диском, муфту выключения сцепления и выжимной подшипник.

Сцепление транспортного средства, содержащее картер, маховик, предназначенный для соединения с валом двигателя, ведомый диск, предназначенный для передачи крутящего момента на первичный вал коробки перемены передач, нажимной диск, кожух нажимного диска, закрепленный на маховике, оттяжные рычаги, шарнирно закрепленные в кожухе и соединенные шарнирно с нажимным диском, муфту выключения сцепления и выжимной подшипник, отличающееся тем, что оно снабжено промежуточным валом, который предназначен для передачи крутящего момента от ведомого вала на первичный вал коробки перемены передач, и втулкой, установленной на первичном валу и предназначенной для передачи осевого усилия через выжимной подшипник на оттяжные рычаги.

Сцепление по п.1, отличающееся тем, что один конец промежуточного вала жестко соединен с первичным валом коробки перемены передач, другой конец промежуточного вала установлен в маховике посредством радиального подшипника.

Сцепление по п.1, отличающееся тем, что выжимной подшипник установлен на втулке с противоположной от муфты выключения сцепления стороны, а ступица ведомого диска посредством шлицевого соединения установлена на промежуточном валу.

Сцепление по п.1, отличающееся тем, что ведомый диск снабжен фрикционными накладками и установлен на ступице через демпфер крутильных колебаний.

Сцепление по п.1, отличающееся тем, что снабжено гидравлическим приводом, рабочий цилиндр которого закреплен на картере с возможностью передвижения муфты вилкой, установленной на шаровой опоре в картере.

2 Расчетная часть

2.1 Описание спроектированного узла

Однодисковое сцепление автомобиля ГАЗ-33021 монтируется на маховике.

К ведущей части сцепления относится маховик, кожух и ведущий диск. Крутящий момент передается от маховика двигателя через болты крепления кожуху сцепления. В прорези кожуха плотно входят приливы чугунного ведущего диска.

Ведомая часть сцепления состоит из ведомого диска и первичного вала коробки передач. Тонкий стальной ведомый диск сцепления сделан разрезным. С обеих сторон к нему прикреплены кольцевые фрикционные накладки из прессованной асбестовой крошки. Назначение накладок увеличить трение между дисками во включенном сцеплении.

Сцепление должно плавно включаться при постепенном отпуске педали. Плавность включения сцепления обеспечивается конструкцией ведомого диска, имеющего радиальные разрезы, которые делят его на отдельные пружинящие секторы. Под фрикционные накладки на задней стороне ведомого диска подложены шесть пластинчатых пружин, также увеличивающих плавность включения сцепления.

Ступица ведомого диска надета на шлицы первичного вала коробки передач. Опорой для переднего конца этого вала служит шарикоподшипник, расположенный в выточке маховика.

Нажимной механизм представляет собой девять цилиндрических пружин, с помощью которых ведомый диск зажимается между маховиком и ведущим диском. Чтобы предохранить пружины от нагрева при выделении тепла во время буксования сцепления на ведущем диске, под них подложены теплоизолирующие шайбы.

Сцепление снабжено промежуточным валом, который предназначен для передачи крутящего момента от ведомого вала на первичный вал коробки перемены передач, и втулкой, установленной на первичном валу и предназначенной для передачи осевого усилия через выжимной подшипник на оттяжные рычаги.

Один конец промежуточного вала жестко соединен с первичным валом коробки перемены передач, другой конец промежуточного вала установлен в маховике посредством радиального подшипника.

Выжимной подшипник установлен на втулке с противоположной от муфты выключения сцепления стороны, а ступица ведомого диска посредством шлицевого соединения установлена на промежуточном валу.

Ведомый диск снабжен фрикционными накладками и установлен на ступице через демпфер крутильных колебаний.

Сцепление снабжено гидравлическим приводом, рабочий цилиндр которого закреплен на картере с возможностью передвижения муфты вилкой, установленной на шаровой опоре в картере. Сухое однодисковое сцепление транспортного средства содержит сборный картер, состоящий из стальной цилиндрической части 4 и конической алюминиевой части 5, чугунный маховик 3, предназначенный для соединения с валом двигателя, ведомый диск, предназначенный для передачи крутящего момента на первичный вал коробки перемены передач, нажимной диск 10, установленный внутри штампованного кожуха нажимного диска, закрепленного на маховике, оттяжные рычаги, шарнирно закрепленные в кожухе и соединенные шарнирно с нажимным диском, муфту выключения сцепления и выжимной подшипник.

2.1.1 Конструктивные особенности

Сцепление снабжено промежуточным валом, который предназначен для передачи крутящего момента от ведомого вала на первичный вал коробки перемены передач, и втулкой, установленной на первичном валу и предназначенной для передачи осевого усилия через выжимной подшипник на оттяжные рычаги.

Предусмотрены расположенные между кожухом и нажимным диском предварительно сжатые витые цилиндрические пружины П, установленные, по окружности нажимного диска.

Одна торцевая поверхность маховика 3 предназначена для крепления к коленчатому валу 1 двигателя болтами 6.

Один конец промежуточного вала жестко соединен с первичным валом коробки перемены передач, другой конец промежуточного вала установлен в маховике посредством радиального подшипника.

Ступица ведомого диска посредством шлицевого соединения установлена на промежуточном валу.

Выжимной подшипник установлен на втулке с противоположной от муфты выключения сцепления стороны.

Ведомый диск снабжен фрикционными накладками 9 для передачи крутящего момента с торцевой поверхности маховика 3 и установлен на ступице через демпфер крутильных колебаний.

Маховик 3 имеет стальной зубчатый венец, предназначенный для вращения от стартера при запуске.

Литой нажимной диск 10 изготовлен из стали.

Демпфер крутильных колебаний выполнен в виде пружины 8 крутильных колебаний, соединенной посредством заклепок 7 со ступицей 11, установленной на промежуточном валу 12 посредством подвижного шлицевого соединения. Одна сторона промежуточного вала 12 установлена в гнезде маховика 3 через подшипник 19, а другая сторона соединена с ведущим валом 17 коробки перемены передач через шлицевое соединение по плотной посадке.

Ведомый диск 20 расположен между маховиком 3 и нажимным диском 10.

На втулке 21, жестко соединенной с кожухом, с противоположной от ступицы 11 стороны установлена муфта 16, предназначенная для отжатия нажимного диска 10 от ведомого диска 20 посредством воздействия на оттяжные рычаги 18 при осевом перемещении втулки 14 удлинителя в случае прекращения передачи крутящего момента.

Втулка 14 имеет каналы 15 для передачи смазки к выжимному подшипнику 13.

Торцевая поверхность цилиндрической части 4 картера закрыта пластиной 2.

Цилиндрическая и коническая части 4, 5 картера соединены стальными шпильками.

Пластина 2 является основанием для крепления частей 4, 5 картера и коробки перемены передач.

Осевое перемещение муфты 16 осуществляется посредством воздействия усилием вилки 26, опорой которой является шарнир 27, через толк гидроцилиндра 25. Гидроцилиндр 22 закреплен посредством кронштейна, состоящего из двух частей 23, 24, к кожуху.

2.1.2 Конструктивные и технические характеристики автомобиля

Исходные данные для расчетов конструктивных и технических характеристик автомобиля ГАЗ-33021 указаны в таблице 2.1.

Таблица 2.1- Исходные данные автомобиля ГАЗ-33021

Марка автомобиля (прототип)	ГАЗ-33021
Число мест для сидения (включая водителя) и масса перевозимого груза, не более	3 и 1500 кг.
Масса снаряженного автомобиля, кг.	1800
Колесная формула.	4x2
Максимальная скорость, км/час.	115
Тип двигателя	ЗМЗ-4026 Бензиновый
Номинальная мощность, кВт (частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹)	73,5 (100)
Максимальный крутящий момент, Нм (частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹)	182 (2600)

Продолжение таблицы 2.1

Степень сжатия	8,2
Коэффициент сопротивления качению (гравийное покрытие), f	0,07
Коэффициент сцепления, φ	0,5
Ветер	Попутный, V _В = 10 м/с
Наличие прицепа	Нет
Шины	175/80R16
Передаточные числа КПП:	
первой	4,05
второй	2,34
третьей	1,395
четвертой	1
пятой	0,819
главной передачи	5,125

2.1.3 Внешняя скоростная характеристика двигателя

В основе расчета тяговых свойств автомобиля лежит внешняя скоростная характеристика двигателя. Данную характеристику строим аналитическим путем. Задаваясь различными значениями числа оборотов n в пределах от 1000...4600 мин⁻¹ (с обязательным включением номинального числа оборотов n_H), по формуле С.Р. Лейдермана определяем текущие значения мощности двигателя N_e и удельного расхода топлива g_e [2.1]:

$$N_e = N_H \left[A \frac{n_e}{n_H} + B \left(\frac{n_e}{n_H} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_H} \right)^3 \right], \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

$$g_e = g_{eN} \left[A_0 - B_0 \left(\frac{n_e}{n_H} \right) + C_0 \left(\frac{n_e}{n_H} \right)^2 \right], \frac{\text{г}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}, \quad (2.2)$$

где N_H - номинальная мощность двигателя, кВт;

n_e - текущее значение числа оборотов коленчатого вала, мин⁻¹;

A, A_0, B, B_0, C_0 - коэффициенты, характеризующие тип двигателя;

$A = 1,0; A_0 = 1,2; B = 1,0; B_0 = 1,0; C_0 = 0,8$.

$$g_{eN} = \frac{850}{\sqrt[3]{\varepsilon}}, \frac{\Gamma}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}, \quad (2.3)$$

где g_{eN} - удельный расход топлива при максимальной мощности.

$$g_{eN} = \frac{850}{\sqrt[3]{8,2}} = 421,516, \frac{\Gamma}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}. \quad (2.4)$$

Крутящий момент двигателя определяется по формуле [2.5]:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n_e}, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (2.5)$$

Расход горючего карбюраторным двигателем находим по формуле [3]:

$$G_T = \frac{N_e \cdot g_e}{1000}, \text{ кг/ч}. \quad (2.6)$$

Расчет значений N_e , g_e , M_e , G_T для частоты вращения коленчатого вала $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$:

$$N_e = 80,9 \left[\frac{1000}{4000} + \left(\frac{1000}{4000} \right)^2 - \left(\frac{1000}{4000} \right)^3 \right] = 24,017, \text{ кВт};$$

$$g_e = 421,516 \left[1,2 - 1 \left(\frac{1000}{4000} \right) + 0,8 \left(\frac{1000}{4000} \right)^2 \right] = 421,526 \frac{\Gamma}{\text{кВт}\cdot\text{ч}};$$

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \frac{24,017}{1000} = 229,464, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$G_T = \frac{24,017 \cdot 421,516}{1000} = 10,124, \text{ кг/ч}.$$

Все значения N_e , g_e , M_e , G_T , полученные в результате расчетов, сведем в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 - Значения N_e , g_e , M_e , G_T , внешней скоростной характеристики

n , мин^{-1}	N_e , кВт	g_e , кг/кВт·ч	M_e , Н·м	G_T , кг/ч
1000	24,017	421,516	229,464	10,124
1600	40,126	391,167	239,608	15,696
2200	55,508	375,992	241,058	20,870
2800	68,522	375,992	233,811	25,764
3400	77,533	391,167	217,870	30,328
4000	80,900	421,516	193,232	34,101
4600	76,986	467,040	159,900	35,956

Внешнюю скоростную характеристику строят в диапазоне числа оборотов от n_{\min} до n_{\max} по точкам, полученным в результате расчетов.

Графически внешняя скоростная характеристика представлена в графическом приложении.

Коэффициент полезного действия трансмиссии.

Механический к.п.д. трансмиссии $\eta_{\text{тр}}$ учитывает потери энергии в элементах трансмиссии транспортного средства. Величина этих потерь, а, следовательно, и величина $\eta_{\text{тр}}$, не остается постоянной при работе автомобиля на разных режимах.

Так как в нашем расчете кинематическая схема трансмиссии отсутствует, то примем значение механического к.п.д. трансмиссии из справочника, $\eta_{\text{тр}} = 0,86$.

Характеристики ведущих колес.

Для тягового расчета транспортного средства необходимо знать радиус ведущего колеса. Для автомобиля ГАЗ-33021 производитель рекомендует шины 175/80R16.

Расчетный радиус ведущего колеса определяем по следующей формуле [2.7]:

$$r = 0,5 \cdot d + B \cdot (1 - \lambda_{\text{ш}}), \text{ м}, \quad (2.7)$$

где d - диаметр обода колеса, м; для нашего автомобиля имеем $d = 16'' = 16 \cdot 0,0254 = 0,4064$ м;

B - высота (ширина) профиля шины, м; $B = 0,175$ м;

$\lambda_{\text{ш}}$ - коэффициент радиальной деформации шины; $\lambda_{\text{ш}} = 0,07$.

$$r = 0,5 \cdot 0,4064 + 0,175 \cdot (1 - 0,07) = 0,366 \text{ м}.$$

Теоретические скорости автомобиля.

Под теоретической скоростью автомобиля V_a подразумевается скорость движения, которую бы он имел при отсутствии буксования. Теоретическая скорость автомобиля зависит от конструктивных его параметров и числа оборотов двигателя. Так как теоретическая скорость выражается перемещением автомобиля в м/с, то [2.8]:

$$V_a = n_k \cdot r, \text{ м/с}, \quad (2.8)$$

где n_k - частота вращения ведущего колеса, мин^{-1} .

При движении автомобиля без пробуксовывания частота вращения колеса может быть выражена через частоту вращения коленчатого вала n_e следующим образом [2.9]:

$$n_k = \frac{n_e}{i_{\text{кп}} \cdot i_{\text{гп}} \cdot i_{\text{кон}}} = \frac{n_e}{i_{\text{тр}}} = \frac{\pi \cdot n}{i_{\text{тр}} \cdot 30}, \text{ мин}^{-1}, \quad (2.9)$$

где $i_{\text{кп}}$ - передаточное число коробки передач;

$i_{\text{гп}} = 5,125$ - передаточное число главной передачи;

$i_{\text{кон}}$ - передаточное число конечной передачи;

$i_{\text{тр}}$ - передаточное число трансмиссии автомобиля [2.10]:

$$i_{\text{тр}} = i_{\text{кп}} \cdot i_{\text{гп}}, \quad (2.10)$$

Для первой передачи $i_{тр}$ принимает значение:

$$i_{тр} = i_{кп} \cdot i_{гп}$$

Значения для остальных передач приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 - Значения $i_{тр}$

$i_{кп}$	4,05	2,34	1,395	1	0,819
$i_{тр}$	20,75625	11,9925	7,149375	5,125	4,197375

Следовательно, получим скорость автомобиля:

$$V_a = \frac{\pi \cdot n \cdot r}{i_{тр} \cdot 30}, \text{ м/с}, \quad (2.11)$$

Для первой передачи и числа оборотов равного 1000 мин^{-1} имеем скорость:

$$V_a = \frac{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,366}{20,75625 \cdot 30} = 1,845 \text{ м/с},$$

Определим теоретические скорости для каждой передачи коробки передач при разных скоростях вращения коленчатого вала и полученные значения сведем в таблицу 2.4.

Диаграмма зависимости скорости автомобиля от частоты вращения коленчатого вала представлена в графическом приложении.

Таблица 2.4 - Теоретические скорости автомобиля

n, мин ⁻¹	Скорости V_a , м/с				
	1-я передача	2-я передача	3-я передача	4-я передача	5-я передача
1000	1,845	3,194	5,357	7,474	9,125
1600	2,953	5,110	8,572	11,958	14,601
2200	4,060	7,027	11,786	16,442	20,076
2800	5,167	8,943	15,001	20,926	25,551
3400	6,274	10,859	18,215	25,411	31,026
4000	7,381	12,776	21,430	29,895	36,502
4600	8,489	14,692	24,644	34,379	41,977

2.2 Силы, действующие на автомобиль

Сила тяги на ведущих колесах.

Сила тяги P_T является окружной силой, действующей по наружному радиусу ведущего колеса, и может быть определена по формуле [2.12]:

$$P_T = \frac{M_e \cdot i_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_k}, \text{ Н}. \quad (2.12)$$

На первой передаче при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ имеем:

$$P_T = \frac{229,464 \cdot 20,75625 \cdot 0,86}{0,366} = 11193 \text{ Н.}$$

Определим значения силы тяги для каждой передачи коробки передач при разных скоростях вращения коленчатого вала. Значения сведем в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 - Силы тяги на ведущих колесах на различных передачах

n, мин ⁻¹	Сила тяги на ведущих колесах P _T , Н				
	1-я передача	2-я передача	3-я передача	4-я передача	5-я передача
1000	11193	6467	3855	2764	2263
1600	11688	6753	4026	2886	2364
2200	11758	6794	4050	2903	2378
2800	11405	6589	3928	2816	2306
3400	10627	6140	3661	2624	2149
4000	9426	5446	3247	2327	1906
4600	7800	4506	2687	1926	1577

Сила сопротивления качению.

Силу сопротивления качению P_к находим в общем случае при движении автомобиля по наклонной поверхности из выражения [2.13]:

$$P_k = G_a \cdot f \cdot \cos\alpha, \text{ Н,} \quad (2.13)$$

где f - коэффициент сопротивления качению; f = 0,07;

α - угол подъема;

G_a - полный вес автомобиля [2.14]:

$$G_a = G_o + 750 \cdot n + G_r, \quad (2.14)$$

где G_o = m_a · g - вес снаряженного автомобиля, Н;

n - число мест в автомобиле; n = 6;

G_r - вес перевозимого груза, кг.

$$G_a = 2050 \cdot 9,81 + 750 \cdot 6 + 1000 \cdot 9,81 = 20111 + 14310 = 34421 \text{ Н.}$$

$$P_k = 34421 \cdot 0,07 \cdot 1 = 2409 \text{ Н.}$$

Сила сопротивления подъему.

Составляющая силы тяжести, параллельная поверхности движения и возникающая при движении автомобиля по наклонному участку местности, называется силой сопротивления подъему и определяется по формуле [2.15]:

$$P_{\Pi} = G_a \cdot f \cdot \cos\alpha, \text{ Н,} \quad (2.15)$$

$$P_{\Pi} = 34421 \cdot 0,07 \cdot 0 = 0 \text{ Н.}$$

Сила P_π может быть направлена как против движения (при движении на подъем; в этом случае она действует как сила сопротивления), так и по

движению (при движении на спуск, в этом случае она действует как движущая сила).

Сила сопротивления дороги.

Сила сопротивления дороги при движении на подъем рассчитывается по следующей формуле [2.16]:

$$P_d = P_{\Pi} + P_K, \text{ Н}, \quad (2.16)$$

$$P_d = 0 + 2409 = 2409 \text{ Н}.$$

График этой силы представлен на диаграмме тяговой характеристики в графическом приложении.

Сила тяги по условиям сцепления движителя с дорогой.

Предельную касательную реакцию, которую может обеспечить материал дороги и при превышении которой происходит разрушение грунта под действием сдвигающей силы, называют силой тяги по сцеплению и определяют по формуле [2.17]:

$$P_{\phi} = \phi \cdot G_{\phi}, \text{ Н}, \quad (2.17)$$

где $\phi = 0,5$ – коэффициент сцепления;

G_{ϕ} – сцепная сила тяжести, представляет собой нормальную реакцию грунта под ведущими элементами движителя, равную для колесных транспортных средств только с задними ведущими мостами:

$$G_{\phi} \approx R_2 \approx 2 \cdot G_a / 3 = 2 \cdot 34421 / 3 = 22947 \text{ Н};$$

$$P_{\phi} = 0,5 \cdot 22947 = 11474 \text{ Н}.$$

Сила сопротивления воздуха.

Сопротивление воздуха складывается из лобового, возникающего в результате сообщения кинетической энергии слоям воздуха, расположенным перед автомобилем, из связанного с разрежением и образованием вихрей позади автомобиля, из сопротивления в результате трения поверхности автомобиля о воздух.

Для упрощения расчетов сопротивление воздуха, распределенное по всей поверхности автомобиля, заменяем сосредоточенной силой сопротивления воздуха P_B . Точку приложения силы P_B называют центром парусности автомобиля. Сила сопротивления воздуха [2.18]:

$$P_B = K_B \cdot F \cdot V_a^2 \cdot (1 + n \cdot k), \text{ Н}, \quad (2.18)$$

где $K_B = 0,6 \dots 0,7$ - коэффициент обтекаемости грузового автомобиля, зависящий от его формы и качества; примем $K_B = 0,6 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^4$;

$F = 3,0 \dots 5,0$ - лобовая площадь грузового автомобиля, т.е. площадь его проекции на плоскость, перпендикулярную продольной оси грузового автомобиля; примем $F = 4 \text{ м}^2$;

n - количество прицепов, $n = 0$;

k – коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление воздуха при применении одного прицепа по сравнению с одиночной машиной; $k = 0$.

В итоге получается для первой передачи и $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$:

$$P_v = 0,6 \cdot 4 \cdot (1,845 - 10)^2 = 160 \text{ Н.}$$

Расчеты силы сопротивления воздуха при разных скоростях движения автомобиля приведены в таблице 2.6. График силы сопротивления воздуха представлен на диаграмме тяговой характеристики в графическом приложении.

Таблица 2.6 - Сила сопротивления воздуха

n, мин ⁻¹	Сила сопротивления воздуха P _v , Н				
	1-я передача	2-я передача	3-я передача	4-я передача	5-я передача
1000	160	111	52	15	2
1600	119	57	5	9	51
2200	85	21	8	100	244
2800	56	3	60	287	580
3400	33	2	162	570	1061
4000	16	18	314	950	1686
4600	5	53	515	1426	2454

Сила инерции.

Сила инерции определяет собой силу, необходимую для разгона поступательно движущихся и вращающихся масс автомобиля. Сила инерции равна [2.19]:

$$P_i = \frac{G \cdot \delta_{вр} \cdot j}{g}, \text{ Н,} \quad (2.19)$$

где $\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс, принимает различные значения в зависимости от включенной передачи [2.20]:

$$\delta_{вр} = 1,03 + a \cdot i_{кп}^2, \quad (2.20)$$

где $a = 0,04 \dots 0,05$ для грузовых автомобилей; примем $a = 0,05$.

Для первой передачи $\delta_{вр}$ принимает значение:

$$\delta_{вр} = 1,03 + 0,05 \cdot 4,05^2 = 1,8501.$$

Значения для остальных передач приведены в таблице 2.7

Таблица 2.7 - Значения $\delta_{вр}$

$i_{кп}$	4,05	2,34	1,395	1	0,819
$\delta_{вр}$	1,8501	1,3038	1,1273	1,0800	1,0635

Сила инерции для $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ на первой передаче:

$$P_{и} = \frac{34421 \cdot 1,8501 \cdot 1,328}{9,81} = 8624, \text{ Н,}$$

Определяем значения силы инерции для каждой передачи коробки передач при разных скоростях вращения коленчатого вала и полученные значения сведем в таблицу 2.7.

Таблица 2.7 - Силы инерции

n, мин ⁻¹	Сила инерции P _и , Н				
	1-я передача	2-я передача	3-я передача	4-я передача	5-я передача
1000	8624	3946	1394	339	-148
1600	9159	4286	1611	467	-97
2200	9264	4363	1633	394	-275
2800	8939	4177	1459	120	-684
3400	8184	3729	1089	-355	-1321
4000	7000	3018	524	-1032	-2189

2.3 Динамические характеристики автомобиля

Для оценки динамических свойств автомобиля используем динамический фактор, а также ускорение, время и путь разгона автомобиля.

Динамический фактор автомобиля.

Динамическим фактором автомобиля D называют отношение разности сил P_т и P_в к весу автомобиля [2.21]:

$$D = \frac{P_{т} - P_{в}}{G_{а}}. \quad (2.21)$$

На первой передаче при n = 1000 мин⁻¹:

$$D = \frac{11193 - 160}{34421} = 0,3205.$$

Расчет динамического фактора производим на всех передачах по тем же значения скорости для каждой точки, что и при расчете силы тяги.

Результаты расчета сведены в таблицу 2.8.

Таблица 2.8 - Динамический фактор

n, мин ⁻¹	Динамический фактор, D				
	1-я передача	2-я передача	3-я передача	4-я передача	5-я передача
1000	0,3205	0,1846	0,1105	0,0798	0,0657
1600	0,3361	0,1945	0,1168	0,0836	0,0672
2200	0,3391	0,1968	0,1174	0,0815	0,0620

Продолжение таблицы 2.8

2800	0,3297	0,1914	0,1124	0,0735	0,0501
3400	0,3078	0,1783	0,1016	0,0597	0,0316
4000	0,2734	0,1577	0,0852	0,0400	0,0064
4600	0,2264	0,1294	0,0631	0,0145	-0,0255

Графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости движения, представленную на всех передачах, называют динамической характеристикой автомобиля.

В процессе эксплуатации автомобиля общая сила тяжести изменяется в зависимости от величины перевозимого груза. Обычно динамическая характеристика строится для полностью нагруженного автомобиля, однако изменение нагрузки на автомобиль меняет его динамические свойства. Для определения динамического фактора автомобиля при любой степени загрузки динамическую характеристику дополняем номограммой нагрузок. При этом ось абсцисс динамической характеристики продолжаем влево и на ней откладываем отрезок определенной длины. На этом отрезке наносим шкалу нагрузки в процентах. Масштаб шкалы μ_{D_0} , определяем по формуле [2.22]:

$$\mu_{D_0} = \mu_D \frac{G_a}{G_0}, \quad (2.22)$$

где μ_D - масштаб шкалы динамического фактора для автомобиля с полной нагрузкой.

Для нашего графика имеем:

$$\mu_{D_0} = \frac{34421 \cdot 0,0027}{20111} = 1,712 \cdot 0,0027 = 0,0046 \text{ 1/мм.}$$

Равнозначные деления шкал μ_D и μ_{D_0} соединяют прямыми линиями, которые являются числовыми значениями ψ . С помощью динамической характеристики автомобиля с номограммой нагрузок можно определить величину скорости V_a установившегося движения автомобиля при известной степени загрузки автомобиля. Кроме того, можно определить величину ψ (при известных нагрузке и скорости передвижения) и вес груза G_r (при известных ψ и V_a).

Ускорение при разгоне.

Величину ускорения находят из уравнения [2.23]:

$$j = \frac{D - \psi}{\delta_{вр}} \cdot g, \text{ м/с}^2, \quad (2.23)$$

где ψ - коэффициент суммарного сопротивления движению; т. к. ускорение при разгоне рассчитываем применительно к горизонтальной дороге с

твердым покрытием хорошего качества при условии максимального использования мощности двигателя и отсутствии буксования колес, то ψ примем равным коэффициенту сопротивления качения; $\psi = f = 0,07$.

На первой передаче при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$:

$$j = \frac{(0,3205 - 0,07) \cdot 9,81}{1,8501} = 1,328 \text{ м/с}^2.$$

Расчет ускорений производим на всех передачах по тем же значениям скорости для каждой точки, что и при расчете динамического фактора. Результаты расчета сведены в таблицу 2.9.

Таблица 2.9 - Ускорение автомобиля

n, мин ⁻¹	Ускорение автомобиля j, м/с ²				
	1-я передача	2-я передача	3-я передача	4-я передача	5-я передача
1000	1,328	0,863	0,352	0,089	-0,040
1600	1,411	0,937	0,407	0,123	-0,026
2200	1,427	0,954	0,413	0,104	-0,074
2800	1,377	0,913	0,369	0,032	-0,183
3400	1,261	0,815	0,275	-0,094	-0,354
4000	1,078	0,660	0,132	-0,272	-0,587
4600	0,829	0,447	-0,060	-0,504	-0,881

Время разгона автомобиля.

В виду отсутствия аналитической связи между ускорением j и скоростью V_a время и путь разгона определяем графо - аналитически. Кривые ускорений разбиваем на ряд отрезков и считаем, что в каждом интервале скорости автомобиль разгоняется с постоянным ускорением, тогда [2.24]:

$$j_{cp} = 0,5 \cdot (j_1 + j_2), \quad (2.24)$$

где j_1 и j_2 ускорения соответственно в начале и в конце выбранного интервала скорости.

При изменении скорости, например от V_1 до V_2 среднее ускорение равно [2.25]:

$$j_{cp} = \frac{V_2 - V_1}{\Delta t_1}, \text{ м/с}^2, \quad (2.25)$$

Следовательно, время разгона в том же интервале изменения скорости будет равно [2.26]:

$$\Delta t_1 = \frac{V_2 - V_1}{j_{cp}}, \text{ с}, \quad (2.26)$$

Общее время разгона от минимально устойчивой скорости до конечной [2.27]:

$$t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n, \text{ с}, \quad (2.27)$$

По значениям, t определяемым для различных скоростей, строят кривую времени разгона, начиная ее от минимального значения скорости, для которого $t = 0$, до максимального значения скорости. Время переключения передач примем равным 1 с.

Величина уменьшения скорости в процессе переключения передач [2.28]:

$$\Delta V_n = 9,3 \cdot t_n \cdot \psi, \text{ м/с}, \quad (2.28)$$

$$\Delta V_n = 9,3 \cdot 1 \cdot 0,07 = 0,651, \text{ м/с},$$

Для $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ на первой передаче время будет равно:

$$j_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (1,328 + 1,411) = 1,370 \text{ м/с}^2;$$

$$\Delta t = \frac{2,953 - 1,845}{1,370} = 0,808 \text{ с}.$$

Графическое изображение зависимости времени разгона от скорости движения, представленную на всех передачах, называют диаграммой времени разгона автомобиля. Она представлена в графическом приложении.

Результаты расчета сведены в таблицу 2.10.

Таблица 2.10 - Зависимости времени разгона от скорости движения на различных передачах

1-я передача			2-я передача		
$V_2 - V_1, \text{ м/с}$	$j_{\text{ср}}, \text{ м/с}^2$	$t, \text{ с}$	$V_2 - V_1, \text{ м/с}$	$j_{\text{ср}}, \text{ м/с}^2$	$t, \text{ с}$
1,107	1,370	0,808	1,916	0,900	2,130
1,107	1,419	0,780	1,916	0,945	2,027
1,107	1,402	0,790	1,916	0,933	2,053
1,107	1,319	0,839	1,916	0,864	2,218
1,107	1,170	0,947	1,916	0,737	2,599
1,107	0,954	1,161	1,916	0,553	3,464
3-я передача			4-я передача		
$V_2 - V_1, \text{ м/с}$	$j_{\text{ср}}, \text{ м/с}^2$	$t, \text{ с}$	$V_2 - V_1, \text{ м/с}$	$j_{\text{ср}}, \text{ м/с}^2$	$t, \text{ с}$
3,214	0,380	8,461	4,484	0,106	42,164
3,214	0,410	7,838	4,484	0,114	39,454
3,214	0,391	8,225	4,484	0,068	66,088
3,214	0,322	9,981	-	-	-
3,214	0,204	15,769	-	-	-
3,214	0,036	88,941	-	-	-

Путь разгона автомобиля.

При расчете пути разгона приближенно считают, что в каждом интервале изменения скорости автомобиль движется равномерно со средней скоростью V_{cp} . Так в интервале $V_1 - V_2$ [2.29]:

$$V_{cp} = 0,5 \cdot (V_1 + V_2), \text{ м/с}, \quad (2.29)$$

При этом допущении путь разгона в интервале скоростей $V_2 - V_1$:

$$\Delta S_1 = V_{cp} \cdot \Delta t_1 = \frac{V_{cp}' \cdot \Delta V_1}{j_{cp}'}; \quad (2.30)$$

общий путь разгона [2.31]:

$$S = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n, \text{ с}. \quad (2.31)$$

По значениям S определяемым для различных скоростей, строят кривую времени разгона, начиная ее от минимального значения скорости для которого $S = 0$, до максимального значения скорости.

Для первой передачи при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ путь будет равен:

$$V_{cp} = 0,5 \cdot (2,953 + 1,845) = 2,399 \text{ м/с};$$

$$\Delta S_1 = 2,399 \cdot 0,808 = 1,939 \text{ м}.$$

Путь, проходимый за время переключения передач [2.32]:

$$S_n = (V_n - 4,73 \cdot t_n \cdot \Psi) \cdot t_n, \text{ м}, \quad (2.32)$$

где V_n - скорость в момент начала переключения передач.

Во время переключения с первой передачи на вторую, путь будет равен:

$$S_n = (8,489 - 4,73 \cdot 1 \cdot 0,07) \cdot 1 = 8,158, \text{ м}, \quad (2.33)$$

Графическое изображение зависимости пути разгона от скорости движения, представленное на всех передачах, называют диаграммой пути разгона автомобиля. Диаграмма времени разгона представлена в графическом приложении.

Результаты расчета сведены в таблицу 2.11.

Таблица 2.11 - Путь разгона автомобиля

1-я передача			2-я передача		
$V_{cp}, \text{ м/с}$	$\Delta t, \text{ с}$	$\Delta S, \text{ м}$	$V_{cp}, \text{ м/с}$	$\Delta t, \text{ с}$	$\Delta S, \text{ м}$
2,399	0,808	1,939	4,152	2,130	8,843
3,506	0,780	2,736	6,068	2,027	12,302
4,613	0,790	3,643	7,985	2,053	16,392
5,721	0,839	4,802	9,901	2,218	21,957
6,828	0,947	6,464	11,817	2,599	30,710
7,935	1,161	9,211	13,734	3,464	47,569
3-я передача			4-я передача		
$V_{cp}, \text{ м/с}$	$\Delta t, \text{ с}$	$\Delta S, \text{ м}$	$V_{cp}, \text{ м/с}$	$\Delta t, \text{ с}$	$\Delta S, \text{ м}$
6,965	8,461	58,929	9,716	42,164	409,655

Продолжение таблицы 2.11

10,179	7,838	79,786	14,200	39,454	560,253
13,394	8,225	110,160	18,684	66,088	1234,808
16,608	9,981	165,759	-	-	-
19,823	15,769	312,589	-	-	-
23,037	88,941	2048,955	-	-	-

Топливная экономичность.

Расход топлива вычислим по формуле [2.34]:

$$q_T = \frac{100 \cdot G_T}{3,6 \cdot V_{п}}, \frac{\text{кг}}{100\text{км}}. \quad (2.34)$$

Для первой передачи при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$:

$$q_T = \frac{100 \cdot 10,124}{3,6 \cdot 1,85} = 152,39, \frac{\text{кг}}{100\text{км}}.$$

Вычисленные значения расхода топлива q_T приводим в таблицу 2.12.

Таблица 2.12 - Значения расхода топлива

$V_{п,м/с}$ 1-я переда ча	q_T , кг/100к м	$V_{п,м/с}$ 2-я переда ча	q_T , кг/100к м	$V_{п,м/с}$ 3-я переда ча	q_T , кг/100к м	$V_{п,м/с}$ 4-я переда ча	q_T , кг/100к м	$V_{п,м/с}$ 5-я переда ча	q_T , кг/100к м
1,85	152,39	3,19	88,05	5,36	52,49	7,47	37,63	9,13	30,82
2,95	147,67	5,11	85,32	8,57	50,86	11,96	36,46	14,60	29,86
4,06	142,80	7,03	82,51	11,79	49,19	16,44	35,26	20,08	28,88
5,17	138,51	8,94	80,03	15,00	47,71	20,93	34,20	25,55	28,01
6,27	134,27	10,86	77,58	18,22	46,25	25,41	33,15	31,03	27,15
7,38	128,33	12,78	74,14	21,43	44,20	29,89	31,69	36,50	25,95
8,49	117,66	14,69	67,98	24,64	40,53	34,38	29,05	41,98	23,79

2.4 Расчет сцепления

2.4.1 Расчет сцепления на износ

Наружный и внутренний диаметры ведомого диска определяем по формуле [2.35]:

$$D = 2,5 \sqrt[3]{\frac{M_{e\max} \cdot \beta}{\pi \cdot \rho_0 \cdot \mu \cdot i}} \quad (2.35)$$

где D - наружный диаметр, м;
 d - внутренний диаметр, м;
 $M_{e\max}$ - максимальный крутящий момент двигателя, Нм;
 β - коэффициент запаса сцепления;
 μ - расчетный коэффициент трения;
 ρ_0 - удельное давление на фрикционные накладки, Н/м²;
 i - число пар трения.

$$D = 2,5 \sqrt[3]{\frac{190 \cdot 1,4}{3,14 \cdot 1,8 \cdot 10^5 \cdot 0,32}} = 0,230, \text{ м}$$

По конструктивным данным принимаем:

$$D = 0,240 \text{ м}$$

$$d = 0,160 \text{ м}$$

Момент, передаваемый сцеплением [2.36]:

$$M_c = M_{e\max} \cdot \beta \cdot P_{\text{пр}} \cdot \mu \cdot R_{\text{ср}} \cdot i \quad (2.36)$$

где M_c - момент, передаваемый сцеплением, Нм

$R_{\text{ср}}$ - средний радиус трения [2.37], м:

$$R_{\text{ср}} = \frac{D+d}{4} \quad (2.37)$$

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,24+0,16}{4} = 0,1 \text{ м}$$

$P_{\text{пр}}$ - потребное усилие пружины [2.38], Н

$$P_{\text{ср}} = \frac{M_{e\max} \cdot \beta}{\mu \cdot R_{\text{ср}} \cdot i} \quad (2.38)$$

$$P_{\text{ср}} = \frac{190 \cdot 1,4}{0,3 \cdot 0,1 \cdot 2} = 4433,3, \text{ Н}$$

Определим момент, передаваемый сцеплением, Нм:

$$M_c = 190 \cdot 1,4 = 266 \text{ Нм}$$

Расчет диафрагменной пружины:

Расчёты проводятся в предположении недеформированности сечения пружины.

Усилие пружины, $P_{\text{пр}}$, Н:

где f - деформация пружины в месте приложения силы $P_{\text{пр}}$ [2.39], мм

$$P_{\text{пр}} = \frac{\pi \cdot E^* \cdot h}{6(b-c)^2} \cdot f \cdot \ln \left\{ \frac{b}{a} \left[H - f \frac{b-a}{b-c} \right] \cdot \left(H - \frac{f}{2} \cdot \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right\} \quad (2.39)$$

$$E^* = \frac{E}{1-\mu^2},$$

где $E = 2 \cdot 10^5$ МПа - модуль упругости 1-го рода;

$\mu = 0,25$ - коэффициент Пуассона.

Параметры пружины;

H – высота сплошного сечения, $H=6$ мм;

$a = 88$ мм – расстояние от центра пружины до начала лепестков;

$b = 115$ мм – наружный радиус пружины;

$c = 90$ мм – расстояние от центра пружины до опорного кольца;

$e = 31$ мм – внутренний радиус пружины ;

$h = 2,4$ мм толщина пружины.

При известных геометрических параметрах пружины, последовательно задавая деформацию f (с интервалом через 1мм) рассчитываются соответствующие значения $P_{пр}$. По результатам расчетов строится упругая характеристика пружины (Приложение, Рисунок 1.) и по заданным параметрам двигателя и сцепления определяется потребная деформация пружины во включенном $f_{вкл}$, выключенном $f_{выкл}$ состоянии, а также при предельном износе накладок.

$$E^* = \frac{2 * 10^5}{1 - 0,25^2} = 2,13 * 10^5, \text{ МПа}$$

$$P_{пр} = \frac{3,15 * 2,13 * 10^5 * 2,4}{6(115 - 90)^2} * f * \ln \left\{ \frac{115}{88} \left[8 - f \frac{115 - 88}{115 - 90} \right] * \left(8 - \frac{f}{2} * \frac{115 - 88}{115 - 90} \right) + 35^2 \right\}$$

Таблица 2.13 - Значения характеристик пружин.

f (мм)	$f=0$	$f=1$	$f=2$	$f=3$	$f=4$	$f=5$	$f=6$	$f=7$	$f=8$
$P_{пр}, \text{ Н}$	0	1137	2043	26	2854	2492	1426	555	2052

С помощью графика на Рисунок 1 определяем $f_{вкл}$ и находим деформацию пружины при выключенном состоянии:

$$f_{вкл.} = 6,125 \text{ мм}, \Delta f = \Delta_1 * i + \Delta, \Delta f = 0,75 * 2 + 1 = 2,5 \text{ мм}$$

$$f_{выкл.} = f_{вкл.} + \Delta f, f_{выкл.} = 6,125 + 2,5 = 8,625 \text{ мм}$$

где $f_{вкл}$ - деформация пружины при включенном сцеплении, мм;

$f_{выкл}$ - деформация пружины при выключенном сцеплении, мм;

Δf - дополнительная деформация пружины при выключении сцепления, мм;

Δ_1 - зазор между трущимися поверхностями, $\Delta_1=0,75$ мм;

Δ - деформация ведомого диска при включенном сцеплен, $\Delta = 1$ мм.

2.4.2 Расчет сцепления на надежность

Износостойкость фрикционных накладок.

Расчеты на износостойкость рабочих поверхностей производятся условно. Непосредственно определяется ряд косвенных показателей напряженности работы пары трения: давление на рабочей поверхности, удельная работа трения и повышение температуры за одно включение сцепления.

Во включенном состоянии сцепления определяется давление на рабочей поверхности при действии расчетной нагрузки [2.40], МПа:

$$p_0 = \frac{4P_{пр}}{\pi(D^2 - d^2)}, \quad (2.40)$$

$$p_0 = \frac{4 * 4433}{3,14(0,24^2 - 0,16^2)} = 0,18 \text{ МПа}$$

Допустимое значение давления: $[p_0] = 0.15 \dots 0.25 \text{ МПа}$

Функциональная надежность.

В сцеплении функциональная надежность оценивается изменением коэффициента запаса сцепления β в результате уменьшения деформации пружин во включенном состоянии за счет износа фрикционных накладок.

Толщина фрикционной накладки, мм: $t_n = 4 \text{ мм}$

Полный износ накладок мм:

$$\Delta f_{изн.} = 0,5 t_n * i; \Delta f_{изн.} = 0,5 * 4 * 2 = 3 \text{ мм};$$

$$\Delta f_{изн.} = \Delta f_{вкл.} - \Delta f_{изн.}; \Delta f_{изн.} = 6,15 - 422,125 \text{ мм}$$

Коэффициент запаса после износа : $\beta_{изн.} = \beta \frac{P_{пр.изн.}}{P_{пр.}}$

Задаемся значениями деформации пружины при износе от 0 до максимального допустимого износа с шагом 1 мм и подсчитываем соответствующие значения усилия пружин $P_{пр.изн.}$ (таблица 2.14)

Таблица 2.14 - Значения деформации пружины

$f_{изн.}$	6,125	5,125	4,125	3,125	2,125
$P_{пр.изн.}$	4433	4946	4808	4162	3130
$V_{изн.}$	1,4	1,56	1,51	1,314	0,922

Задаемся значениями деформации пружин при износе от 0 до максимального значения с шагом в 1мм и строим график зависимости коэффициента запаса сцепления от суммарного износа накладок.

Статическая прочность.

Диафрагменная пружина рассчитывается на эквивалентное напряжение в основании лепестка в выключенном состоянии сцепления при плоском положении пружины.

По теории максимальных касательных напряжений эквивалентное напряжение σ_e состоит из напряжений растяжения σ_p и изгиба σ_u лепестков [2.41], Н:

$$\sigma_3 = \sigma_p + \sigma_u, \quad (2.41)$$

$$\sigma_u = \frac{P_{\text{вык.}}(a-e)}{n_{\text{л}} * W_u},$$

где $P_{\text{вык.}} = P_{\text{пр.}} \frac{b-c}{c-e}$ - усилие выключения, Н;

$n_{\text{л}} = 12$ - число лепестков;

$W_u = \frac{b * h^2}{6}$ - момент сопротивления изгибу в опасном сечении, мм³.

$$P_{\text{вык.}} = 4433,3 \frac{115-90}{90-31} = 1954 \text{ Н};$$

$$W_u = \frac{16 * 2,4^2}{6} = 15,36 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_u = \frac{1954 * (88-32)}{12 * 15,31} = 604,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_p = \frac{E}{1-\mu} * \frac{(d-a)-h * \alpha}{2a},$$

где $d = \frac{(b-a)}{b}$, $a = \frac{H_n}{b-e}$;

α - угол конуса;

$H_n = 12$ - полная высота пружины, мм.

$$d = \frac{(115-88)}{\ln \frac{115}{88}} = 100,9, \quad \alpha = \frac{12}{115-31} = 0,143;$$

$$\sigma_p = \frac{2 * 10^5}{1 - 0,25} * \frac{(100,9 - 88) * 0,143^2 - 2,4 * 0,143}{2 - 88} = 736 \text{ МПа}$$

$$\sigma_3 = 604,3 + 736 = 1340 \text{ МПа}$$

Полученное напряжение σ_3 удовлетворяет пределу текучести материала при растяжении.

Для стали 60С2 $\sigma_3 = 1400$ МПа.

Шлицы ступицы ведомого диска рассчитываются на смятие и на срез.

Напряжения смятия, определяется по формуле [2.42]:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_{\text{ш}}}{F * \alpha_{\text{ш}}}, \quad (2.42)$$

где $\sigma_{\text{см}}$ - напряжение смятия, МПа;

$P_{\text{ш}}$ - суммарная окружная сила, Н;

F - суммарная боковая поверхность шлицев, мм².

$$P_{\text{ш}} = \frac{M_{e.\text{max}} * \beta}{r_{\text{ср.}}};$$

$$r_{\text{ср.}} = \frac{d_{\text{н}} * d_{\text{в}}}{4};$$

$$F = \frac{d_{\text{н}} * d_{\text{в}}}{2} * l_{\text{ш}} i_{\text{ш}},$$

где $r_{\text{ср.}}$ - радиус приложения окружной силы, м;

$d_{\text{н}} = 35,14$ и $d_{\text{в}} = 28,85$ - наружный и внутренний диаметры шлицев,

$l_{\text{ш}} = 40$ - длина шлицев, мм;

$i_{ш} = 10$ – число шлицев.

$\alpha_{ш}$ - коэффициент точности прилегания шлицев;

$\alpha_{ш} = 0.75$.

$$r = \frac{35,14 + 28,85}{4} = 15,998 \text{ мм};$$

$$P_{ш} = \frac{190 * 1,4}{15,998} = 16,626 \text{ Н};$$

$$F = \frac{35,14 - 28,85}{2} * 40 * 10 = 1.258 * 10^3 \text{ мм}^2;$$

$$\sigma_{см} = \frac{1,66 * 10^4}{1258 * 0,75} = 17,594 \text{ МПа}.$$

Напряжение среза, МПа:

$$\tau_{ср} = \frac{P_{ш}}{i_{ш} l_{ш} a_{ш} b_{ш}},$$

где $\tau_{ср}$ - напряжение среза, МПа;

$b_{ш} = 5,4$ – ширина шлицев, мм.

$$\tau_{ср} = \frac{1,66 * 10^4}{10 * 40 * 0,75 * 5,4 * 10^{-6}} = 10,247 \text{ МПа}$$

Допустимые напряжения: $[\sigma_{см}] = 15...30 \text{ МПа};$

$$[\tau_{ср}] = 5...10 \text{ МПа}.$$

2.4.3 Выключение сцепления

Критериями оценки выключения являются следующие эргономические показатели:

-усилие педали;

-ход педали;

-работа, совершаемая водителем при выключении сцепления.

Усилие на педали.

В выключенном состоянии, вычисляем по формуле [2.43]:

$$P_{пед.} = \frac{P'_{пр.}}{U_n * \eta_n}, \quad (2.43)$$

где $P_{пед.}$ – усилие на педали, Н;

$P' = 4433.3 \text{ Н}$ - усилие пружины в начале выключения, Н;

$P'' = 1954 \text{ Н}$ - усилие пружины в конце выключения, Н;

U_n – передаточное число привода;

$\eta_n = 0,8$ - КПД привода.

$$U_{пед.} = \frac{a}{b} 7,07.$$

Передаточное отношение вилки:

$$U_B = \frac{c}{d} 1,72.$$

Передаточное отношение рычага [2.44]:

$$U_p = \frac{c - e}{b - c} + \frac{90 - 31}{115 - 90} = 2,36,$$

$$U_{пр} = \frac{a * c * e}{b * d * f} = 7,07 * 1,72 * 2,36 = 28,7 \quad (2.44)$$

где a и b, c и d, e и f – длины плеч рычагов соответственно педального привода, вилки выключения, рычагов выключения, мм.

Для существующих конструкций передаточное число привода сцепления находится в пределах 25...50.

$$P_{пед1} = \frac{4433,3}{28,7 * 0,8} = 193 \text{ Н},$$

$$P_{пед2} = \frac{1954}{28,7 * 0,8} = 85 \text{ Н}.$$

Так как усилие на педали не должно превышать 150 Н, на применяем гидроусилитель с диаметром главного цилиндра $d_{гл}=22$ мм, и диаметром рабочего цилиндра $d_{р}=25$ мм.

$$U_{пр.} = \frac{a * c * e * d_{раб.}}{b * d * f * d_{гл.}} * 7,07 * 1,72 * 2,36 * \frac{25^2}{22^2} = 37,31;$$

$$P_{пед1} = \frac{4433,3}{37,7 * 0,8} = 146 \text{ Н},$$

$$P_{пед2} = \frac{1954}{37,7 * 0,8} = 64 \text{ Н}.$$

Ход педали сцепления.

Величина полного хода педали:

$$S_n = S_{сх} + S_p \quad (2.45)$$

где S_n – полный ход педали [2.45], мм;

$S_{сх}$ – свободный ход педали [2.46], мм;

S_p – рабочий ход педали [2.47], мм.

В данной конструкции

$$S_{сх} = \Delta_2 \frac{a * c * d_{раб.}}{b * d * d_{гл.}} = \frac{198 * 152}{28 * 88} * \left(\frac{25^2}{22^2}\right) * 2 = 31,5; \quad (2.46)$$

$$S_p = (\Delta_1 * i * \Delta) \frac{a * c * d_{раб.}}{b * d * d_{гл.}}; \quad (2.47)$$

$$S_p = (0,75 * 2 + 1) * 7,07 * 1,72 * 2,36 * 1,3 = 39,2 \text{ мм};$$

$$S_p > 16 \text{ мм};$$

$$S_n = 93,2 + 31,5 = 125 \text{ мм}.$$

Строится статическая характеристика привода сцепления $P_{пед} = f(S)$

Работа, совершаемая водителем при выключении.

Работа, совершаемая водителем [2.48], Дж:

$$L_{\text{вод.}} = \frac{(P_{\text{пр1}} + P'_{\text{пр2}}) * (f_1 - f_2)}{2\eta_n}, \quad (2.48)$$

$$L_{\text{вод.}} = \frac{(4433,3 + 1954) * (8,625 - 6,125) * 10^3}{2 * 0,8} = 9,9 \text{ Дж}$$

Для легкового автомобиля: $L_{\text{вод.}} < 25 \text{ Дж}$.

2.4.4 Включение сцепления

При включении сцепления совершается работа буксования трущихся пар, которая, переходя в тепло, нагревает детали сцепления. Вследствие этого фрикционные накладки работают при повышенных температурах, что увеличивает их износ и снижает коэффициент трения. Наибольшая работа буксования получается при трогании автомобиля с места, поэтому рассмотрим рабочий процесс сцепления для этого случая.

Принимаем следующие допущения:

Момент двигателя мгновенно принимает максимальное значение и остается постоянным:

$$M_e = M_{e.\text{max}} = \text{const}$$

Момент, передаваемый сцеплением, зависит от времени:

$M_c = k_1 \cdot t$, а при достижении максимального значения:

$$M_c = M_{e.\text{max}} * \beta$$

$$M_c = 190 * 1,4 = 266 \text{ Нм},$$

где k_1 – темп включения сцепления, для легковых автомобилей $k_1 = 50 \dots 150 \text{ Нм/с}$

Момент сопротивления движению автомобиля [2.49], Нм:

$$M_{\psi} = \frac{G_a * \psi * r_d}{U_{\text{тр}} * \eta_{\text{тр}}} = \text{const}, \quad (2.49)$$

где M_{ψ} – момент сопротивления автомобиля, Нм

$G_a = 15600$ – сила тяжести автомобиля, Н

$\psi = 0,04$ – коэффициент сопротивления движению

r_d – динамический радиус колеса, м

$U_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии

$\eta_{\text{тр}} = 0,9$ – КПД трансмиссии

$$r_d = 0,5d + k * b$$

Марка шины 185/75R16

$$d = 16 * 25,4 = 406 \text{ мм}$$

$$b = 185 \text{ мм}$$

$$k = 0,75$$

$$r_d = 0,5 * 406 + 0,75 * 185 = 341 \text{ мм}$$

$$U_{\text{тр}} = U_{\text{кш}} * U_{\text{гп}}$$

$U_{\text{кпп}} = 4,05$ - передаточное число коробки передач

$U_{\text{гп}} = 5,125$ - передаточное число главной передачи

$U_{\text{тр}} = 4,05 * 5,125 = 20,76$

$$M_{\Psi} = \frac{34335 * 0,08 * 0,341}{20,76 * 0,91} = 49,59 \text{ Нм}$$

Момент инерции автомобиля, приведенный к ведущим частям сцепления [2.50], кгм^2 :

$$J_a = \frac{1,05 * G_a * r_d^2}{g * U_{\text{тр}}^2}, \quad (2.50)$$
$$J_a = \frac{1,05 * 34335 * 0,3341^2}{9,81 * 20,76^2} = 0,992 \text{ кгм}^2$$

Начальная угловая скорость коленчатого вала определяется по формул [2.51] с^{-1} :

$$\omega_{\text{енач}} = \omega_N \left(1,5 * \frac{\omega_{\text{exx}}}{\omega_N} + 0,1 * \frac{300}{\omega_N} * \frac{J_a}{J_e} \right), \quad (2.51)$$

где ω_{exx} - угловая скорость коленчатого вала на холостом ходу;

$$\omega_{\text{exx}} = 0,15 * \omega_N, \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_N = \frac{\pi * n}{30} - \text{номинальная угловая скорость коленчатого вала, с}^{-1};$$

$n = 4000$ - частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ;

$$\omega_N = \frac{3,14 * 4000}{30} = 418,6, \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{exx}} = 0,15 * 418,6 = 62,8, \text{ с}^{-1};$$

$J_e = 0,992$ - момент инерции ведущих частей сцепления, кгм^2 ;

$$\omega_{\text{енач}} = 418,6 \left(1,5 * \frac{84,7}{418,6} + 0,1 * \frac{300}{418,6} * \frac{0,992}{0,37} \right) = 174,632, \text{ с}^{-1}.$$

Определим время буксования [2.52], с :

$$t_1 = \frac{M_{\Psi}}{K_1}, \quad (2.52)$$

$$t_1 = \frac{49,59}{130} = 0,381$$

$$t_2 = \frac{M_{e\text{max}}}{K_1} - t_1,$$

$$t_2 = \frac{190}{130} - 0,381 = 1,08$$

$$t_3 = \frac{\beta * M_{e\text{max}}}{K_1} - t_1 - t_2,$$

$$t_3 = \frac{1,4 * 190}{130} - 0,381 - 1,08 = 0,585.$$

Определяем угловые скорости коленчатого вала [2.53], с^{-1} :

$$\omega_{e1} = \frac{1}{J_e} \left[M_{e\text{max}} * t_1 - \frac{K_1}{2} * t_1^2 \right] + \omega_{\text{енач}}, \quad (2.53)$$

$$\omega_{e1} = \frac{1}{0,37} \left[190 * 0,381 - \frac{130}{2} * 0,381^2 \right] + 174,632 = 344,9$$

$$\omega_{e2} = \frac{1}{J_e} \left[M_{e\text{max}} * (t_1 + t_2) - \frac{K_1}{2} * (t_1 + t_2)^2 \right] + \omega_{\text{енач}},$$

$$\omega_{e2} = \frac{1}{0,37} \left[190 * (0,381 + 1,08) - \frac{130}{2} * (0,381 + 1,08)^2 \right] + 174,632 = 549,9;$$

$$\omega_{e3} = \frac{1}{J_e} \left[M_{emax} * (t_1 + t_2 + t_3) - \frac{K_1}{2} * (t_1 + t_2 + t_3)^2 \right] + \omega_{енач},$$

$$\omega_{e3} = \frac{1}{0,37} \left[190 * (0,381 + 1,08 + 0,585) - \frac{130}{2} * (0,381 + 1,08 + 0,585)^2 \right] + 174,632 = 489,851.$$

$$\omega_{a1} = 0$$

$$\omega_{a2} = \frac{1}{J_a} * \frac{K_1 * t_2^2}{2},$$

$$\omega_{a2} = \frac{1}{0,992} * \frac{130 * 1,08^2}{2} = 76,44;$$

$$\omega_{a3} = \frac{1}{J_a} * \frac{K_1}{2} (t_2 + t_3)^2,$$

$$\omega_{a2} = \frac{1}{0,992} * \frac{130}{2} = (1,08 + 0,585)^2 = 181,6;$$

$$t_4 = \frac{J_a(\omega_{e3} - \omega_{a3})}{M_{emax} \left[\beta \frac{J_a}{J_e} (\beta - 1) \right] - M_{\psi}}, \text{ с,}$$

$$t_4 = \frac{0,992(489,85 - 181,6)}{190 \left[1,4 \frac{0,992}{0,37} (1,4 - 1) \right] - 49,59} = 0,728;$$

$$\omega_{a2} = \frac{1}{0,992} * [1,4 * 190 * 0,728 - 49,59 * 0,749] + 181,6 = = 340,37 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{e4} = \omega_{a4} = 432,609$$

Среднее значение момента сцепления за интервал времени Δt [2.54], Нм:

$$M_{cp1} = \frac{M_{\psi}}{2}, \quad (2.54)$$

$$M_{cp1} = \frac{49,59}{2} = 24,8 \text{ Нм};$$

$$M_{cp2} = \frac{M_{\psi} + M_{emax}}{2},$$

$$M_{cp2} = \frac{49,59 + 190}{2} = 119,7 \text{ Нм};$$

$$M_{cp3} = \frac{M_{\psi} + \beta * M_{emax}}{2},$$

$$M_{cp3} = \frac{190 + 1,4 * 190}{2} = 228 \text{ Нм};$$

$$M_{cp4} = M_{emax} * \beta,$$

$$M_{cp4} = 190 * 1,4 = 266 \text{ Нм.}$$

Угол буксования за время [2.55], Δt :

$$\Delta \alpha_n = \left(\frac{\omega_{en} + \omega_{e(n+1)}}{2} - \frac{\omega_{an} + \omega_{e(n+1)}}{2} \right) * \Delta t, \quad (2.55)$$

$$\Delta \alpha_1 = \left(\frac{174,632 + 344,956}{2} - \frac{0 + 0}{2} \right) * 0,381 = 99,102;$$

$$\Delta \alpha_2 = \left(\frac{344,956 + 549,892}{2} - \frac{0 + 76,44}{2} \right) * 1,08 = 441,9;$$

$$\Delta \alpha_3 = \left(\frac{549,892 + 489,851}{2} - \frac{76,44 + 181,6}{2} \right) * 0,585 = 228,5;$$

$$\Delta\alpha_1 = \left(\frac{489,851+340,368}{2} - \frac{181,6+340,368}{2} \right) * 0,728 = 112,166;$$

Работа буксования сцепления [2.56], Дж:

$$L_{\delta 1} = M_{\text{ср}1} * \Delta\alpha_1, \quad (2.56)$$

$$L_{\delta 1} = 24,8-99,102 = 2458 \text{ Дж};$$

$$L_{\delta 2} = M_{\text{ср}2} * \Delta\alpha_2,$$

$$L_{\delta 2} = 119,7*441,9 = 52900 \text{ Дж};$$

$$L_{\delta 3} = M_{\text{ср}3} * \Delta\alpha_3,$$

$$L_{\delta 3} = 228*228,5 = 52100 \text{ Дж};$$

$$L_{\delta 4} = M_{\text{ср}4} * \Delta\alpha_4,$$

$$L_{\delta 4} = 226*112,166 = 29840 \text{ Дж}.$$

Полная работа буксования, Дж:

$$L_{\delta 1} + L_{\delta 2} + L_{\delta 3} + L_{\delta 4}$$

$$L_{\delta} = 2458+52900+52100+29840 = 1,373*10^5 \text{ Дж}.$$

2.5 Расчет деталей сцепления на прочность

Все расчеты на прочность выполняется по конструкторскому методу с целью определения размеров следующих деталей сцепления:

- а) нажимных пружин;
- б) пружин гасителя крутильных колебаний;
- в) вала сцепления;
- г) деталей, передающих крутящий момент от маховика двигателя к нажимному диску.

2.5.1 Расчет нажимных пружин сцепления

В современных конструкциях постоянно-замкнутых фрикционных сцеплений наибольшее распространение получили витые цилиндрические (рисунок 2.1) пружины, а также тарельчатые (диафрагменные) разрезные или лепестковые пружины.

Тарельчатые пружины несколько сложнее и дороже в производстве. Однако их применение обеспечивает некоторое упрощение конструкции сцепления при одновременном улучшении эксплуатационных характеристик.

Методики расчета указанных пружин имеют существенные отличия. Поэтому далее они излагаются отдельно.

Расчет витых цилиндрических пружин:

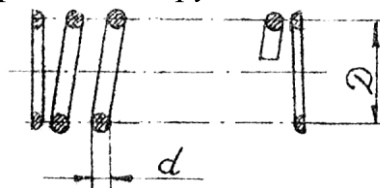


Рисунок 2.1 Схема цилиндрической пружины

Для обеспечения компактности сцепления и упрощения производства пружин максимальное усилие $P_{пр}$, развиваемое одной пружиной, стремятся ограничить. Обычно [2.57]:

$$P_{пр} = \frac{1,2 \cdot P_H}{0,85 \cdot Z} = 1,4 \cdot \frac{P_H}{Z} \quad (2.57)$$

где Z - число пружин ($Z = 6; 9; 12, \dots 30$);

$$P_{пр} = 1,4 \cdot 5466,67/9 = 850,78 \text{ Н.}$$

Коэффициенты 1,2 и 0,85 в формуле (2.57) учитывают дополнительное сжатие пружин в процессе выключения сцепления и неравномерность их нагружения.

Следует помнить, что одно и то же расчетное усилие можно получить, варьируя в широких пределах соотношением диаметров (рисунок 2.1):

$$m = \frac{D}{d} \quad (2.58)$$

где D - диаметр витка пружины;

d - диаметр проволоки.

При малом значении t получается меньший диаметр пружины, но большее число витков и наоборот. Оптимальные линейная и изгибная жесткости пружин сцепления достигаются при $t = 5 \dots 9$

Принимая численное значение t (большее - для быстроходных двигателей и наоборот), находят потребный диаметр проволоки для пружин по формуле [2.59]:

$$d = \sqrt{\frac{8P_{пр}(m-1)y}{\pi[\tau_{кр}]}} \quad (2.59)$$

где y - коэффициент концентрации напряжений, зависящий от t

Таблица 2.15 - Значения m и y

m	5	6	7	8	9
y	1,3	1,25	1,2	1,15	1,1

$[\tau_{кр}]$ - допускаемое напряжение кручения (для пружинных сталей $[\tau_{кр}] = 700 \dots 750$ МПа.)

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot 850,78 \cdot (6-1) \cdot 1,1}{3,14 \cdot 740}} = 4,41 \text{ мм}$$

Полученный расчетом диаметр d проволоки округляется до ближайшего стандартного значения (2,25; 2,5; 2,75; 3,0; 3,25; 3,5; 3,75; 4,0; 4,25; 4,5; 5,0 мм).

Принимаем ближайшее значение $d = 5$ мм.

По известным величинам d и m определяется диаметр витка пружины:

$$D = d \cdot m.$$

$$D = 5 \cdot 6 = 30 \text{ мм.}$$

Число рабочих витков пружины находят из условия обеспечения необходимой её жесткости K по формуле [2.60]:

$$n_p = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot K} \quad (2.60)$$

где $G = 80$ ГПа – модуль упругости при кручении.

Выражая d и $D = d \cdot m$ в мм, а K – в Н/мм, формулу (2.60) можно упростить:

$$n_p = \frac{d \cdot 10^4}{m^3 \cdot K} \quad (2.60^1)$$

Жесткость пружины [2.61]:

$$K = \frac{\Delta P}{\Delta f} \leq 50K 90 \text{ Н/мм} \quad (2.61)$$

где $\Delta P \approx 0,2 P_{\text{пр}}$ – приращение силы сопротивления пружины при выключении сцепления, Н;

Δf – приращение сжатия пружины (ход нажимного диска) при выключении сцепления, мм.

Величина Δf определяется из выражений [2.62]:

$$\Delta f = (0,75 \dots 1,25) \cdot i + \delta - \text{для однодисковых сцеплений,} \quad (2.62)$$

где i – число пар трения;

$\delta = 1,0 \dots 1,5$ мм – осевая деформация ведомого диска сцепления.

$$\Delta f = 1,25 \cdot 2 + 1,5 = 4 \text{ мм.}$$

$$\Delta P \approx 0,2 \cdot 850,78 = 170,16 \text{ Н.}$$

$$K = \frac{170,16}{4} = 42,5 \text{ Н/мм}$$

Жесткость пружины K удовлетворяет условию $K \leq 50K 90 \text{ Н/мм}$.

$$n_p = \frac{5 \cdot 10^4}{6^3 \cdot 42,5} = 4 \text{ (шт)}$$

В сцеплениях отечественных автомобилей $p_p = 4-8$.

Полное число витков $p_{\text{п}} = p_p + 2$ (где два опорных витка обычно торцуют на $\frac{3}{4}$ окружности нормально к оси пружин).

$$p_{\text{п}} = 4 + 2 = 6 \text{ шт.}$$

Выбор параметров пружин демпфера крутильных колебаний

Усилие, сжимающее одну пружину демпфера рассчитывается по формуле [2.63]:

$$P'_{np} = \frac{M_e \max \beta}{R_{np} \cdot z_{np} \cdot z_a} \quad (2.63)$$

где β – коэффициент запаса сцепления;

R_{np} – средний радиус установки пружин демпфера (выбирается конструктивно), м;

$z_{\text{пр}}$ – число пружин (6 или 8);

z_a – число ведомых дисков сцепления.

Расчет остальных параметров пружин производится по формулам 63...65'. При этом величина m для пружин демпфера ограничивается 4...5 единицами, а линейная жесткость принимается в пределах $k = 100...300$ Н/мм.

$$P'_{\text{пр}} = \frac{246 \cdot 1,1}{0,054 \cdot 6 \cdot 1} = 835,19 \text{ Н}$$

Согласно формуле 64, находим требуемый диаметр проволоки для пружин.

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot 835,19 \cdot (5-1) \cdot 1,3}{3,14 \cdot 750}} = 3,84 \approx 4 \text{ мм}$$

Принимаем значение $d = 4$ мм.

По известным величинам d и m определяется диаметр витка пружины:

$$D = d \cdot m.$$

$$D = 4 \cdot 6 = 24 \text{ мм.}$$

Жесткость принимается в пределах $k = 100...300$ Н/мм

$$n_p = \frac{4 \cdot 10^4}{6^3 \cdot 100} = 3,85 \approx 4 \text{ шт}$$

Полное число витков $n_{\text{п}} = n_p + 2$.

$$n_{\text{п}} = 4 + 2 = 6 \text{ (витков).}$$

2.5.2 Расчет вала сцепления

Вал сцепления рассчитывается по диаметру d_b впадин шлицевой части (рисунок 2.2).

Задав допускаемое напряжение кручения $[\tau_{\text{пр}}] = 70$ МПа, находят по формуле [2.64]:

$$d_b = \sqrt{\frac{M_{\text{max}}}{0,2[\tau_{\text{пр}}]}} \quad (2.64)$$

$$d_b = \sqrt{\frac{246}{0,2 \cdot 70}} = 4,19 \text{ мм}$$

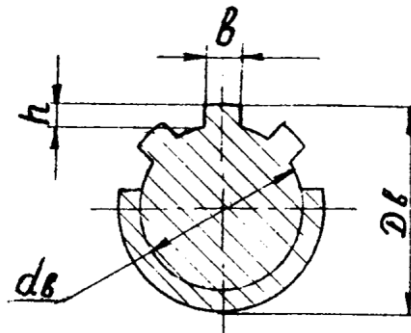


Рисунок 2.2 - Основные параметры шлицевого вала

Окончательное значение d_b принимают при выборе параметров шлицевого соединения по ГОСТу 6038-52.

Согласно ГОСТу и значениям прототипа принимаю шлицевое соединение легкой серий 6Х26Х30, $d_b = 26$ мм.

Шлицы проверяют на смятие и срез.

Проверка шлицев на смятие производится по формуле [2.65]:

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{e\max}}{(d_b + 2h) \cdot Z \cdot h \cdot l} \quad (2.65)$$

где $\frac{d_b + 2h}{2}$ - средний радиус приложения окружной силы, м;

Z - число шлицев, принимается равным 6;

h и l - высота и длина шлицев ступицы ведомого диска, м, $h=0,002$ м.

Для автомобильных сцеплений

$$l \approx (1,2 \dots 1,5)d_b$$

$$l \approx 1,2 \cdot 0,026 = 0,031 \text{ м.}$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 246}{(0,026 + 2 \cdot 0,002) \cdot 6 \cdot 0,002 \cdot 0,031} = 44324324 \approx 44,32 \text{ МПа}$$

Проверка шлицев на срез производится по формуле [2.66]:

$$\tau_{ср} = \frac{2M_{e\max}}{(d_b + 2h) \cdot Z \cdot b \cdot l} \quad (2.66)$$

где b – ширина шлица, м.

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot 246}{(0,026 + 2 \cdot 0,002) \cdot 6 \cdot 0,006 \cdot 0,031} = 14730538 \approx 14,73 \text{ МПа}$$

Напряжения выполненных конструкций составляют на смятие $\sigma_{см} = 15 \dots 30$ Мпа и срез $\tau_{ср} = 5 \dots 15$ Мпа.

Расчетные значения среза и смятия удовлетворяют необходимым значениям.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной дипломной работе рассмотрены вопросы, связанные с устройством, техническим обслуживанием и ремонтом сцепления ГАЗ-33021. Также в основном вопросе имеется пояснение на определение неисправности сцепления. Согласно заданию описан технологический процесс ремонта сцепления и были решены следующие задачи: изучена конструкция и произведен расчет сцепления на надежность и прочность. Рассчитывая конструктивные, технические и динамические характеристики, проанализировав патентный обзор, мною было выбрано запатентованное изобретение сцепление транспортного средства с разработкой промежуточного вала RU 2235229 МПК F16D13/58.

Таким образом, проведенный анализ научно-технической и патентной информации, выявлены следующие направления модернизации сцепления: упрощение конструкции и увеличение производительности; повышение надежности конструкции; повышение эксплуатационной надежности.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Осепчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М.: Машиностроение, 1989. 304 с.
- 2 Гришкевич А. И. Автомобили. Конструкции и расчет. Минск: Выш. шк. 1985. 240с.
- 3 Лукин П. П. Гаспарянц Г. А. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с.
- 4 Яскевич. Перевод с польского Коршунова Г.В. Ведущие мосты. М.: Машиностроение, 1985. 595 с.
- 5 Краткий автомобильный справочник. 9-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1982. 464 с.
- 6 Малов А. Н. «Краткий справочник металлиста» (КСМ). - М.: Машиностроение, 1987-960с.
- 7 Горбацевич А. Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. - Минск, «Высшая школа». 2004-288с.
- 8 Анухин В. И. Допуски и посадки.— Санк- Петербург, 2001— Т.1.— 220 с.
- 9 Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя в 3-х т. Т.3. – 5 изд., переработанное и дополненное. – М. Машиностроение, 1980. – 559 с.
- 10 Косилова А.Г., Мещерякова Р.К. «Справочник технолога машиностроителя»: Т2; 4-е издание; М., Машиностроение; 1986г.,495с.