

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский институт)
Политехнический институт
Факультет «Заочный»
Кафедра «Колесных и гусеничных машин»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

_____ 2018г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

к.т.н., профессор

_____ Бондарь В.Н.

« ____ » _____ 2018г.

Модернизация автомобиля ГАЗ-2705 за счет установки мотор-колес на задний
МОСТ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ-23.05.01.2018.886.ПЗ

Консультанты

« ____ » _____ 2018 г.

« ____ » _____ 2018 г.

« ____ » _____ 2018 г.

Руководитель работы

к.т.н., доцент

_____ Уланов А.Г.

« ____ » _____ 2018 г.

Автор работы

студент группы ПЗ-603

_____ Горбань Д.М.

« ____ » _____ 2018 г.

Нормоконтролёр

к.т.н., доцент

_____ Дуюн В.И.

« ____ » _____ 2018 г.

Челябинск 2018

АННОТАЦИЯ

Горбань Д.М. Модернизация автомобиля ГАЗ-2705 за счет установки мотор-колес на задний мост. – Челябинск: ЮУрГУ, ПЗ-603; 2018, 128 стр., 54 ил., библиографический список – 26 наим., 1 прил., 11 листов чертежей ф. А1.

Мотор-колесо. Редуктор. Компоновка. Гибридный автомобиль. Внешняя скоростная характеристика двигателя. Нагрузка. Ось. Колеса.

Проведён анализ существующих видов компоновок мотор-колес, основных существующих схем мотор-колес и мотор-редукторов. В качестве объекта проектирования выбран автомобиль ГАЗ-2705 и подобран соответствующий мотор-редуктор 415 НИЛД. Разработана кинематическая схема мотор-редуктора.

Произведены тяговый расчет прототипа и модернизированного автомобиля ГАЗ-2705, кинематические расчеты мотор-редуктора, прочностной расчет тихоходной цилиндрической ступени.

					<i>23.05.01.2018.866.00 ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	<i>Горбань Д.М.</i>				<i>Модернизация автомобиля ГАЗ-2705 за счет установки мотор колес на задний мост</i>	<i>Лит</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Пров.</i>	<i>Уланов А.Г.</i>						3	128
<i>Консул.</i>						<i>ЮУрГУ кафедра «КГМ»</i>		
<i>Н.контр.</i>	<i>Дзюн В.И.</i>							
<i>Утв.</i>								

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ МОТОР-РЕДУКТОРОВ	
1.1 Конструктивные особенности мотор-редукторов.....	8
1.2 Виды компоновки мотор-колес.....	11
1.3 Обзор основных существующих конструкций электромотор-колес...19	
1.4 Обзор конструкций и принцип работы редукторов мотор-колес.....	35
1.5 Разработка кинематической схемы мотор-редуктора.....	42
2 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ МОТОР-РЕДУКТОРА ДЛЯ АВТОМОБИЛЯ КАТЕГОРИИ M ₂	
2.1 Выбор базового автомобиля и привязка разрабатываемой конструкции.....	44
2.2 Устройство гибридных автомобилей.....	45
2.3 Разработка схемы трансмиссии автомобиля ГАЗ-2705.....	48
3 ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ БАЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ	
3.1 Внешняя скоростная характеристика двигателя.....	52
3.2 Силы, действующие на автомобиль.....	57
3.3 Динамические характеристики автомобиля.....	61
4 ПРОЧНОСТНЫЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ	
4.1 Кинематические расчеты мотор-редуктора.....	71
4.2 Тягово-динамический расчет проектируемого автомобиля.....	74
4.3 Прочностной расчет тихоходной цилиндрической ступени.....	87
5 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	
5.1 Общетеchnологическая часть.....	97
5.1.1 Анализ служебного назначения детали.....	97
5.1.2 Анализ технологичности детали.....	98
5.1.3 Анализ действующего технологического процесса обработки детали «Зубчатое колесо».....	99
5.1.4 Разработка проектного варианта технологического процесса обработки детали «зубчатое колесо».....	101
5.1.4.1 Анализ методов получения заготовки.....	101
5.1.4.2 Выбор технологических баз.....	101
5.1.4.3 Технологический маршрут обработки.....	102
5.1.4.4 Обоснование выбора технологического оборудования и технологической оснастки.....	104

									23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						4

5.1.4.5	Выбор режущего инструмента.....	105
5.1.4.6	Определение режимов резания и норм времени.....	108
6 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ		
6.1	Актуальность вопросов БЖД на сегодняшний день.....	114
6.2	Комплекс мероприятий по снижению травматизма в автомобильном транспорте.....	114
6.3	Инструкция по охране труда для работников АТП.....	115
7 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ		
7.1	Расчет стоимости базового автомобиля.....	119
7.2	Расчет стоимости проектируемого автомобиля.....	120
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....		123
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....		124
ПРИЛОЖЕНИЯ		
ПРИЛОЖЕНИЕ А. СПЕЦИФИКАЦИИ.....		126

ВВЕДЕНИЕ

«Мотор-редуктор» ещё называют «электромотор-колесом».

Идея электрического мотор-колеса родилась практически сразу же после того, как появились достаточно мощные и компактные электромоторы.

Первые в истории патенты на подобные механизмы были получены в Америке Веллингтоном Адамсом из Сент-Луиса в 1884 году и еще через шесть лет – Альбертом Парселлом из Бостона. Но «пионером» в деле практического применения мотор-колес стал Фердинанд Порше. В 1900 году на Всемирной выставке в Париже был показан его электромобиль Lohner-Porsche с передними ведущими электрическими мотор-колесами. В 1906 году патент на силовую установку был продан Daimler, и до начала Первой мировой войны компания выпустила более 300 электромобилей. В последствии эта технология не получила развития, и всерьез к ней вернулись лишь после Второй мировой войны в СССР.

В рамках советской лунной программы ленинградский ВНИИтрансмаш создал шасси для планетохода с использованием электрического мотор-колеса. В его герметичном модуле помещались редуктор, электромотор, тормоза и необходимые датчики. Аналогичные проекты разрабатывались NASA. В конце 70-х в Новосибирске был создан первый прототип колеса-мотора для автомобиля «Жигули». В 1979 году на Волжском автозаводе такие колеса были собраны в металле и тогда же экспонировались на советско-американском симпозиуме по электромобилям.

В конце 80-х, начале 90-х годов исследования технологии мотор-колес с разным успехом велись практически всеми крупными автокомпаниями. Интересно, что наибольших успехов на этом поприще вновь добились наши соотечественники Александр Пунтиков и Борис Маслов. В 1998 году они запатентовали оригинальную концепцию мотора, симулирующего работу человеческих мышц (Adaptive motor), а в 2000 году создали в Америке технологическую компанию Wavecrest Laboratories. Идея была успешно осуществлена на практике, и теперь мотор-колеса Пунтикова и Маслова используются в различных отраслях промышленности.

Другой россиянин, изобретатель Владимир Шкондин, еще в начале 90-х разработал мотор-колесо собственной конструкции и запатентовал его в 28 странах мира. Уникальный механизм состоит всего из семи деталей. Стоит отметить еще одну интересную идею, родившуюся в России, – вариоколесо Н.В. Гулиа, М. Ференца и С.А. Юркова. Ученые предложили встроить бесступенчатый вариатор в ступицу колеса совместно с понижающей передачей. При более высокой сложности конструкции такое решение мотор-колеса дает серьезный выигрыш в компактности, массе и КПД. [25]

Автомобили с электрическими мотор-колесами обладают рядом веских преимуществ перед традиционными. В первую очередь это отсутствие множества сложных и тяжелых передаточных механизмов между двигателем и колесом – сцепления, трансмиссии, приводных валов и дифференциалов. Во-вторых, отменная динамика: компактные и легкие электрические моторы способны

										23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата							6

развивать крутящий момент вплоть до 700 Нм даже на самых низких оборотах. В-третьих, управляемое мотор-колесо делает автомобиль чрезвычайно маневренным – ведь все колеса могут вращаться с разной скоростью и даже в разных направлениях. Машина способна разворачиваться на 360 градусов, парковаться в самых сложных условиях и мгновенно адаптироваться к качеству дорожного покрытия. В-четвертых, значительно упрощается конструкция важнейшей для электромобилей системы регенерации энергии торможения. Ну и в-пятых, ничто не сможет сравниться с мотор-колесом в обеспечении активной безопасности движения – все продвинутые электромеханические алгоритмы типа ABS, ESP, Traction Control, Brake Assist и так далее запросто прошиваются в управляющий софт и воздействуют на каждое отдельное колесо.[23]

За перечисленные преимущества мотор-колесо расплачивается столь же существенными недостатками. Главный из них – масса механизмов, помещаемых внутрь обода. Высокооборотные электродвигатели мотор-колес нуждаются в понижающем редукторе. Он должен быть компактным и герметичным. Редуктор добавляет несколько килограммов к общей массе колеса. Для традиционных автомобилей лишний вес в конструкции трансмиссии не критичен. Но для колес действует совершенно другой принцип. Большая неподрессоренная масса, или, говоря проще, тяжелые колеса, резко снижает комфорт и управляемость, повышает износ подвески, передает на кузов вибрации. Оптимальный вес колеса для среднеразмерного автомобиля составляет от 10 до 30 кг без учета шины. Вписаться в эти жесткие рамки мотор-колесу очень непросто.

Наконец, ремонт мотор-колеса представляет собой операцию, требующую высокой квалификации. Переобуться в обычной шиномонтажной мастерской у его владельца не получится. А если повреждение произойдет вдалеке от сервисного центра? Запасное мотор-колесо в багажнике? Вряд ли это возможно, ведь стоимость такой запаски отобьет всякое желание покупать электромобиль.

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		7

1 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ МОТОР-РЕДУКТОРОВ

1.1 Конструктивные особенности мотор-редукторов

Электромотор-колесо (ЭМК) является исполнительным механизмом системы тягового привода транспортного средства (ТС). Оно представляет собой агрегат, в котором конструктивно объединены все элементы исполнительного механизма :

- тяговый двигатель;
- механическая передача, состоящая из редуктора, механизма соединения вала электродвигателя с ведущим звеном редуктора, механизма переключения передач с его приводом (для двухскоростных ЭМК), механизма сцепления с его приводом (для ЭМК привода периодического действия);
- элементы системы охлаждения тягового электродвигателя;
- колесо, состоящее из шины, обода и ступицы;
- опорные подшипники колеса;
- механический тормоз и его привод;
- элементы уплотнения;
- элементы механизма подвески ЭМК к несущей системе ТС;
- элементы управления поворотом ТС (для управляемых ЭМК);
- элементы механизма подкачки шин. [10]

В зависимости от режима работы системы тягового электропривода с ЭМК последние подразделяют на ЭМК следующих типов:

- постоянного действия с ограниченным диапазоном регулирования, у которых диапазон регулирования вращающего момента и частоты вращения колеса ограничены характеристиками односкоростного редуктора и тягового двигателя;
- постоянного действия с расширенным диапазоном регулирования, у которых расширение диапазона регулирования этих показателей достигнуто за счет двухскоростного редуктора и тягового двигателя;
- периодического действия.

При проектировании мотор-колеса необходимо учитывать основные критерии, характеризующие:

- компоновку (уменьшение осевого размера мотор-колеса, назначение функциональных свойств элементам мотор-колеса, использование подшипников колес и уплотнений относительно небольших размеров);
- доступность коллектора электродвигателя постоянного тока;
- удобство компоновки механического тормоза;
- создание в мотор-колесе воздуховода с минимальным аэродинамическим сопротивлением (при воздушном охлаждении ЭМК);
- подведение электропроводки к электродвигателю достаточно простым способом;
- несложное подведение воздуха к шинам с централизованной подкачкой для автомобилей высокой проходимости.

											23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата								8

Сложность компоновки ЭМК обусловлена как ограниченностью монтажного объема, определяемого посадочным диаметром шины и допустимым осевым размером мотор-колеса, так и необходимостью обеспечить доступ к различным элементам ЭМК и создать требуемые условия для их функционирования. Ограниченность монтажного объема может сделать задачу создания ЭМК на базе определенной шины с заданными тягово-скоростными показателями автомобиля неразрешимой вследствие невозможности разместить его элементы в монтажном объеме.

Наиболее серьезный этап компоновки ЭМК – размещение в его монтажном объеме электродвигателя.

Для электродвигателей постоянного тока характерны два фактора, определяющие его эксплуатационную надежность, – коммутация и тепловой режим. Для контроля состояния коллектора и щеток в процессе эксплуатации необходимо, чтобы компоновка ЭМК обеспечивала удовлетворительный доступ к коллектору.

Анализ конструкций выполненных ЭМК показывает, что лишь в очень немногих образцах доступ открывается непосредственно после демонтажа какой-либо защитной детали. В большинстве ЭМК для получения доступа к коллектору следует демонтировать несколько деталей, а иногда и целые узлы. Особенно серьезные монтажные работы требуются для получения доступа к коллектору со всех сторон, в частности, для замены щеток. При компоновке мотор-колеса стремятся к тому, чтобы монтажные работы для обеспечения доступа к коллектору не были чрезмерно трудоемкими и их мог бы выполнять один человек, используя простейшие технические средства.

Компоновка ЭМК должна предусматривать удобные подвод и отвод охлаждающего воздуха, а также создание в полости мотор-колеса воздуховода с минимально возможным аэродинамическим сопротивлением.

Компоновочные решения ЭМК с асинхронным двигателем являются значительно более простыми: нет необходимости обеспечивать доступ к асинхронному двигателю, его размеры меньше по сравнению с электродвигателем постоянного тока при равных мощности и вращающем моменте, а также проще выполнение замкнутой жидкостной системы охлаждения.

Важную роль при компоновке мотор-колеса играет выбор опоры для подшипников колеса. В качестве неподвижной (относительно рамы ТС) опоры внутренних обойм подшипников колеса можно использовать корпус электродвигателя или монтажный цилиндр, внутри которого размещен электродвигатель, корпус редуктора или опорную деталь, обычно располагаемую между электродвигателем и редуктором.

С точки зрения компоновки мотор-колеса установка опорных подшипников на монтажном цилиндре, внутри которого размещен электродвигатель, аналогична установке подшипников на корпусе электродвигателя. Однако введение дополнительной массивной детали крайне нежелательно, так как это ухудшает использование монтажного объема и увеличивает массу мотор-колеса. На практике монтажные цилиндры применяют в тех случаях, когда мотор-колесо

						23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док-м.	Подпись	Дата			9

создают на базе существующего электродвигателя с корпусом обычного исполнения.

При выборе опоры подшипников колеса следует принимать во внимание монтажные свойства мотор-колеса. Демонтаж опорных подшипников – операция трудоёмкая и обычно требует съёма мотор-колеса. Поэтому в качестве опоры для подшипников колеса не следует использовать деталь мотор-колеса, демонтаж которой может потребоваться в эксплуатации.

Наименее надёжными и требующими определенного внимания в эксплуатации элементами ЭМК являются уплотнения. Их назначение – препятствовать утечке масла из корпуса редуктора и из полости опорных подшипников в стыке поверхностей двух вращающихся одна относительно другой деталей. Число уплотнений в выполненных образцах ЭМК обычно составляет от двух до четырех в зависимости от компоновки. Одно из серьезных требований к компоновке ЭМК заключается в уменьшении числа уплотнений.

Важное значение имеет выбор места установки уплотнения, с чем связан и его размер. Увеличение размеров уплотнений не означает снижения его надежности. При определенных условиях сальниковые уплотнения большого размера могут быть не менее надежными, чем уплотнения сравнительно небольших размеров. Однако изготовление уплотнений больших размеров встречает известные технологические трудности, и не всегда удается обеспечить высокое качество и выдержать проектные допуски по посадочным поверхностям уплотнений.

Серьезной проблемой при компоновке ЭМК является размещение механического тормоза. В ЭМК принципиально можно связать механический тормоз с одним из следующих элементов кинематической схемы:

- с валом электродвигателя или деталью, непосредственно связанной с валом;
- с промежуточными звеньями редуктора;
- с выходным звеном редуктора, жестко связанным с колесом.

Для ЭМК по конструктивному исполнению более всего подходят одно- и многодисковые колесные тормоза, облегчающие общую компоновку агрегата.

Связь механического тормоза с валом электродвигателя позволяет предельно сократить размеры деталей тормоза и выполнить его как узел, монтируемый на корпусе электродвигателя. Существенно упрощается привод тормоза благодаря небольшим тормозным моментам. Компоновка мотор-колеса при использовании тормоза, связанного с валом электродвигателя, получается более простой, чем в случае применения колесного тормоза. Тем не менее механические тормоза, связанные с валом электродвигателя, не получили широкого распространения. Причины заключаются в пониженной эксплуатационной надежности по тепловому режиму, особенно при использовании быстроходных электродвигателей, и в необходимости передавать тормозные моменты через механическую передачу мотор-колеса. Следует также обеспечить свободный доступ для осмотра и обслуживания деталей тормоза, поскольку в тормозах этого типа наблюдается интенсивное изнашивание фрикционных элементов.

Связь механического тормоза с промежуточными звеньями редуктора встречает трудности компоновочного и конструктивного характера, вследствие

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ док-м.	Подпись	Дата		

чего это решение реализуют крайне редко. Тем не менее оно обладает положительными свойствами: позволяет уменьшить размеры деталей механического тормоза по сравнению с размерами деталей колесного тормоза и повышает эксплуатационную надежность по сравнению с надежностью тормоза, связанного с валом двигателя.

Связь механического тормоза с выходным звеном редуктора обеспечивает передачу тормозной силы непосредственно на колесо, что и обуславливает надежность механического тормоза в указанном исполнении. Однако тормозной момент на колесе при этом возрастает в соответствии с передаточным числом редуктора, соответственно возрастают и размеры деталей тормоза и его привода.

При компоновке мотор-колеса следует тщательно оценить возможность оснащения его конструктивными элементами различных функций.

Эта мера, характерная для мотор-колеса как агрегата, выполненного в ограниченном монтажном объеме, является весьма целесообразной, поскольку позволяет улучшить компоновку и конструкцию мотор-колеса, а также уменьшить его массу.

На стадии компоновки мотор-колеса также решают вопрос о размещении электрических проводов для питания обмоток электродвигателя. Эта задача при кажущейся элементарности часто накладывает существенные ограничения на выбор компоновки агрегата и предъявляет специфические требования к месту электрических выводов на корпусе или подшипниковых щитах электродвигателя и конструкции вводов.

Последнее из рассматриваемых требований к компоновке мотор-колеса заключается в определении способа крепления агрегата к раме ТС при помощи элементов системы подвески выбранного типа. Монтаж элементов подвески выполняют непосредственно на детали, служащей опорой подшипников колеса, или на детали, жестко связанной с опорой подшипников. [10]

1.2 Виды компоновки мотор-колес

Под компоновкой мотор-колеса понимают способ взаимного расположения его элементов и узлов в монтажном пространстве внутри обода и с его внутренней стороны. Вид компоновки в определенной степени зависит от особенностей конструкции транспортной машины, для которой предназначено мотор-колесо данного типа. В ряде случаев вид компоновки обусловлен типом колесного двигателя. Выбранный вид компоновки оказывает существенное влияние на конструкцию отдельных элементов и мотор-колеса в целом, а также определяет его монтажные свойства [4].

Можно назвать два характерных признака, определяющих вид компоновки:

- порядок расположения элементов мотор-колеса (электродвигатель, редуктор и пр.) внутри обода;
- выбор опоры внутренних обоев подшипников колеса.

В соответствии с этими признаками способы компоновки мотор-колес можно разделить на семь видов.

										23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата							11

Компоновка I вида (рисунок 1.1) характерна тем, что внутри обода с наружной стороны располагают опору подшипников 3 колеса, а затем редуктор 2 и электродвигатель 1. При компоновке этого вида ни корпус редуктора, ни корпус электродвигателя не используются в качестве опоры подшипников колеса. Относительное расположение редуктора и электродвигателя 1 может быть соосным (рисунок 1.1, а) или несоосным (рисунок 1.1, б). Монтажный объем внутри обода используется не полностью, вследствие чего мотор-колесо при компоновке этого вида имеет большой осевой размер.

Эта компоновка допускает использование серийных трехэлементных ободьев колес с дисками и опорных подшипников колеса сравнительно небольшого размера, что позволяет применять уплотнения небольшого диаметра. Поэтому становится возможным устанавливать в мотор-колесах подшипники и сальники серийного производства. Поскольку при компоновке этого вида электродвигатель располагают вне обода колеса, к корпусу двигателя не предъявляется каких-либо специальных требований. Несмотря на известные преимущества, компоновку I вида на практике почти не используют из-за значительной величины осевого размера мотор-колеса.

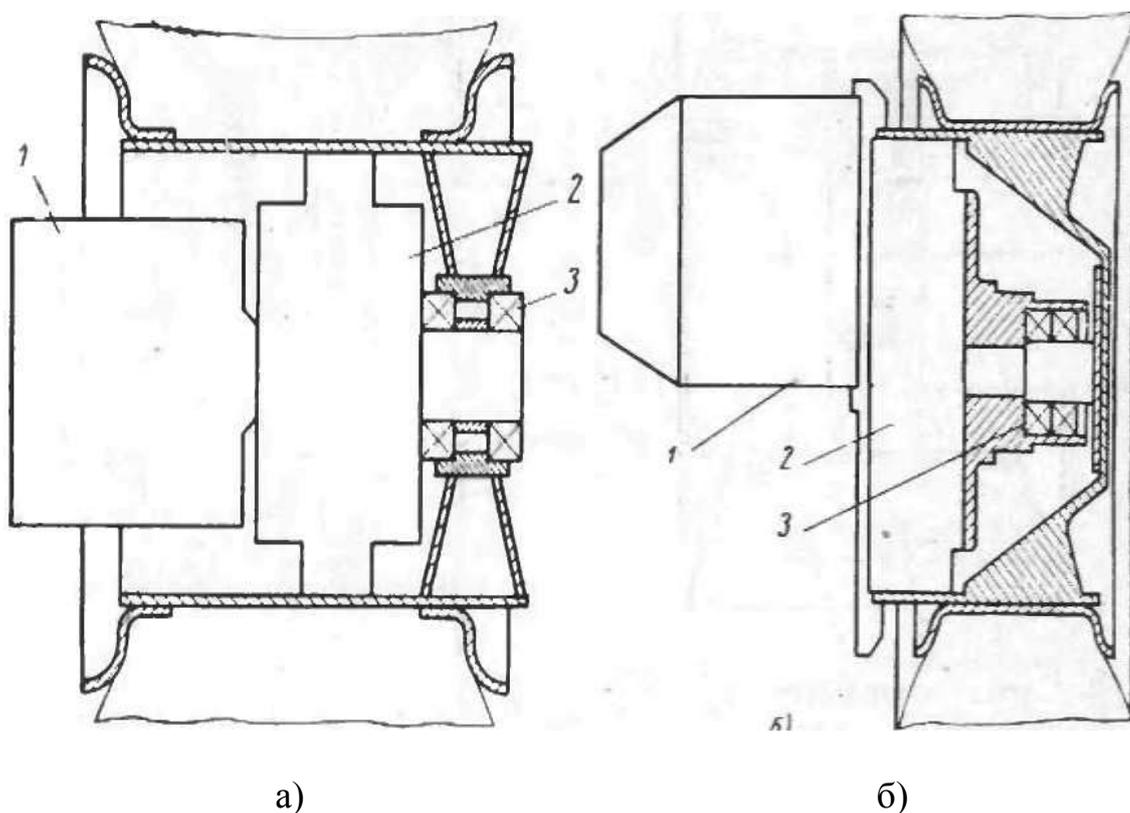


Рисунок 1.1 – Схема мотор-колеса при компоновке I вида:
 а) при соосном расположении электродвигателя и редуктора; б) при несоосном расположении; 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – опорные подшипники

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

12

Компоновка II вида отличается тем, что в монтажном объеме внутри обода с наружной стороны мотор-колеса располагают редуктор 1 (рисунок 1.2), а опорные подшипники 2 колеса размещают между редуктором и электродвигателем 3, причем ни корпус редуктора, ни корпус электродвигателя не служат опорой подшипников колеса.

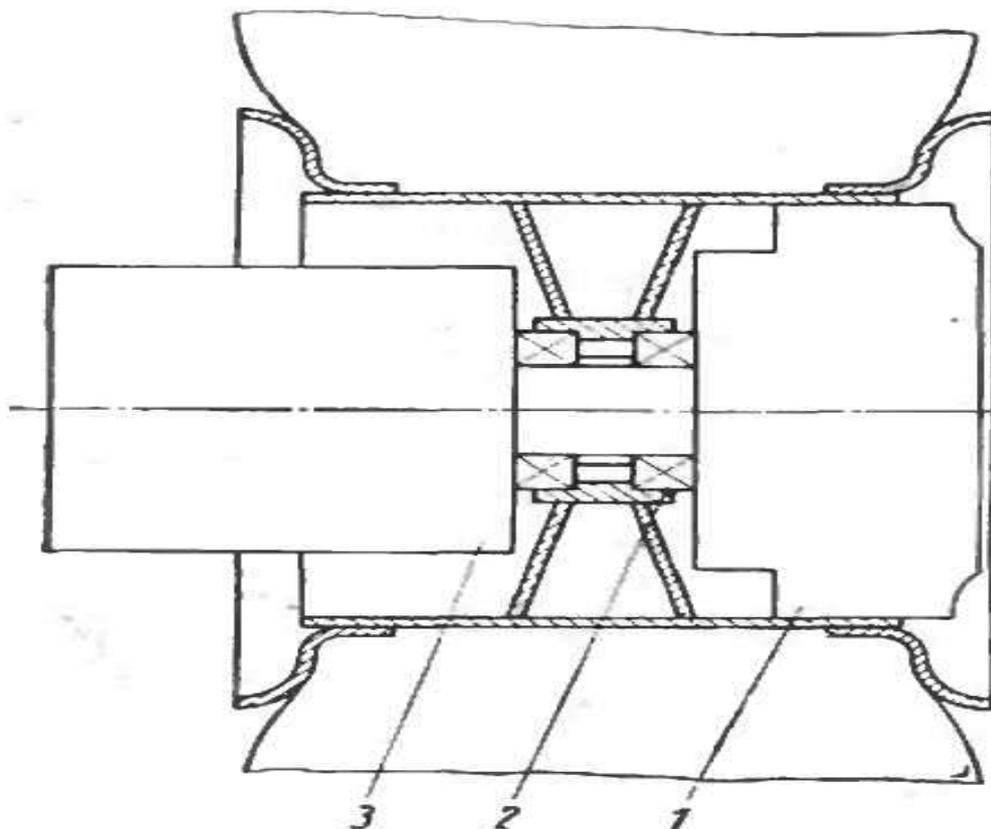


Рисунок 1.2 – Схема мотор-колеса при компоновке II вида:
1 – редуктор; 2 – опорные подшипники; 3 – электродвигатель

По сравнению с компоновкой I вида здесь уменьшены осевые размеры мотор-колеса, поскольку редуктор целиком, а электродвигатель частично расположены внутри обода колеса. Однако ограниченный монтажный объем внутри обода и необходимость выполнения специальной опоры подшипников колеса позволяют использовать редукторы с ограниченным осевым размером, простой кинематической схемой и небольшим передаточным числом. Как и при компоновке I вида, здесь могут быть применены подшипники и уплотнения с небольшим наружным диаметром.

Компоновка III вида (рисунок 1.3) отличается размещением редуктора 2 внутри обода с внешней стороны, а электродвигателя 1 с внутренней стороны мотор-колеса и использованием корпуса редуктора в качестве опоры подшипников 3 колеса. Все это сокращает осевые размеры мотор-колеса.

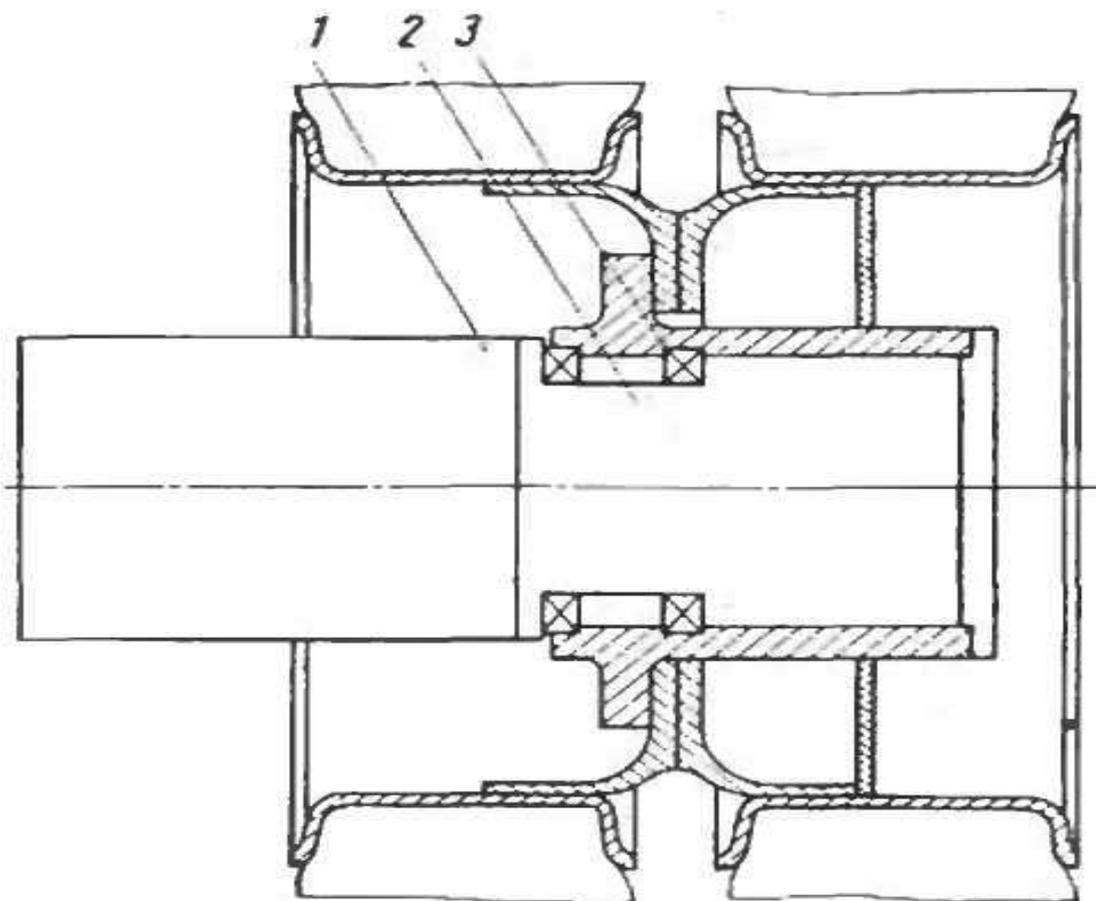


Рисунок 1.3 – Схема мотор-колеса при компоновке III вида:
 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – опорные подшипники

Однако при использовании корпуса редуктора для монтажа опорных подшипников колеса возникают трудности, так как корпус обычно имеет сравнительно небольшой осевой размер, затрудняющий установку подшипников, которые надо размещать на некотором расстоянии друг от друга для придания колесу боковой устойчивости. Кроме того, для получения достаточно большого передаточного числа необходим возможно больший диаметральный размер редуктора, что затрудняет размещение на его корпусе опорных подшипников колеса. Требуется также соответствующее усиление корпуса, что приводит к увеличению его массы.

По всем этим причинам компоновка III вида находит ограниченное применение.

Компоновка IV вида (рисунок 1.4, а) характеризуется размещением редуктора 2 с внешней стороны мотор-колеса и установкой опорных подшипников 3 колеса на корпусе электродвигателя 1.

Такая установка подшипников обеспечивает минимальный осевой размер мотор-колеса и способствует снижению его массы. Кроме того, корпус электродвигателя в большей степени подходит для выполнения функций опоры подшипников колеса, чем корпус редуктора.

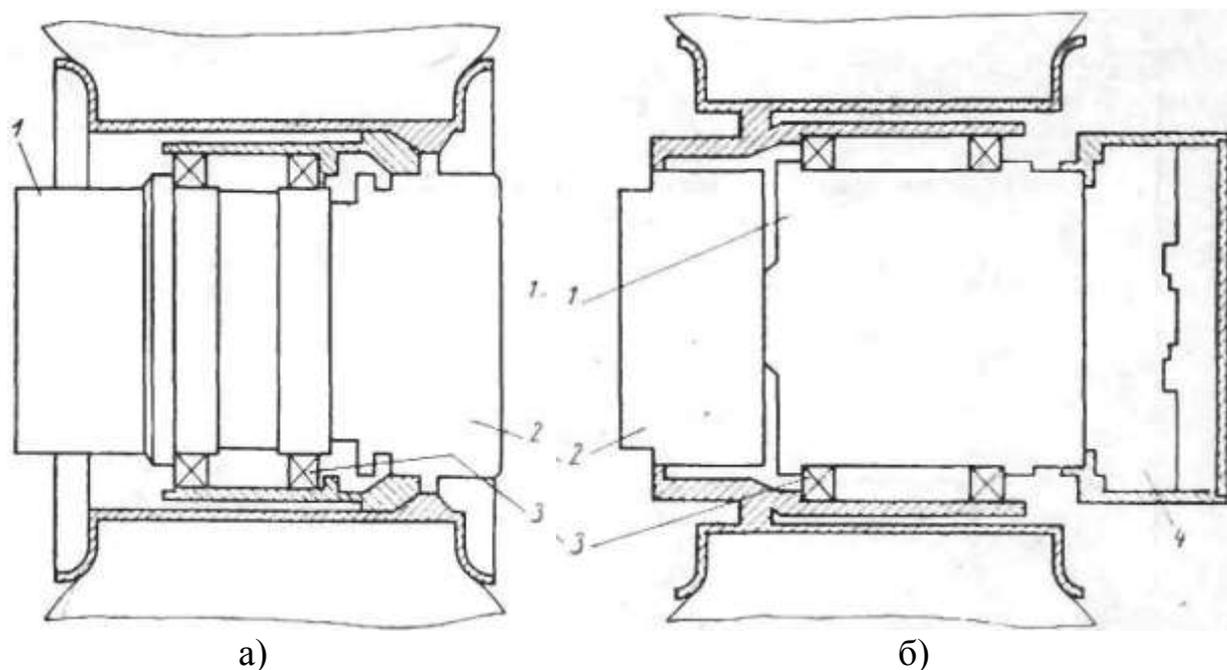


Рисунок 1.4 – Схема мотор-колеса при компоновке IV вида:
 а) при неразделенном редукторе; б) при разделенном;
 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – опорные подшипники

У электродвигателей постоянного тока корпус служит магнитопроводом и имеет достаточно большую толщину, определяемую заданной величиной магнитной индукции, но несет лишь незначительную механическую нагрузку. Поэтому использование корпуса этих электродвигателей в качестве опоры подшипников колеса может и не требовать увеличения его толщины, принятой по условиям обеспечения заданной магнитной индукции. Корпус тягового асинхронного двигателя не используется в качестве магнитопровода, но служит для монтажа переднего и заднего подшипниковых щитов и поэтому имеет сравнительно большую толщину.

При некотором увеличении этой толщины для установки на корпусе опорных подшипников колеса его масса существенно не возрастает.

Поскольку корпус электродвигателя имеет достаточно большой осевой размер, подшипники можно разместить наиболее рациональным образом для обеспечения боковой устойчивости колеса. Однако такая компоновка вызывает необходимость использования подшипников и уплотнений значительного диаметра.

Каталожные подшипники соответствующих размеров рассчитаны на значительно большие нагрузки, чем те, которые действуют на опорные подшипники в мотор-колесах, и сравнительно дороги. Поэтому при серийном изготовлении мотор-колес с опорными подшипниками большего диаметра целесообразно разработать специальный тип подшипников (облегченный), рассчитанный на меньшую нагрузку.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

15

Вариантом компоновки IV вида является случай с разделенным редуктором, когда один из его рядов смонтирован с внешней стороны мотор-колеса, отдельно от остальной части редуктора, размещенного с внутренней стороны мотор-колеса.

Необходимость в этом возникает при двухскоростных мотор-колесах, у которых получение двух передаточных чисел осуществляется путем блокирования простого планетарного ряда; пример подобной компоновки показан на рисунке 1.4, б.

Расположение планетарного ряда 4 вместе с вращающейся фрикционной муфтой и ее приводом с внутренней стороны мотор-колеса за электродвигателем 1 позволяет использовать его корпус в качестве опоры подшипников 3 колеса и разместить часть редуктора 2, имеющие кинематическую связь с планетарным рядом посредством торсионного вала, с внешней стороны мотор-колеса.

Компоновка V вида отличается от предыдущей тем, что с наружной стороны мотор-колеса располагается не редуктор 2, а тяговый электродвигатель 1 (рисунок 1.5). Основные свойства компоновки мотор-колеса при этом сохраняются и, кроме того, появляется возможность развить диаметральный размер крайнего внутреннего ряда редуктора и разместить его вне обода с внутренней стороны мотор-колеса. Это позволяет несколько повысить передаточное число редуктора без увеличения его осевого размера.

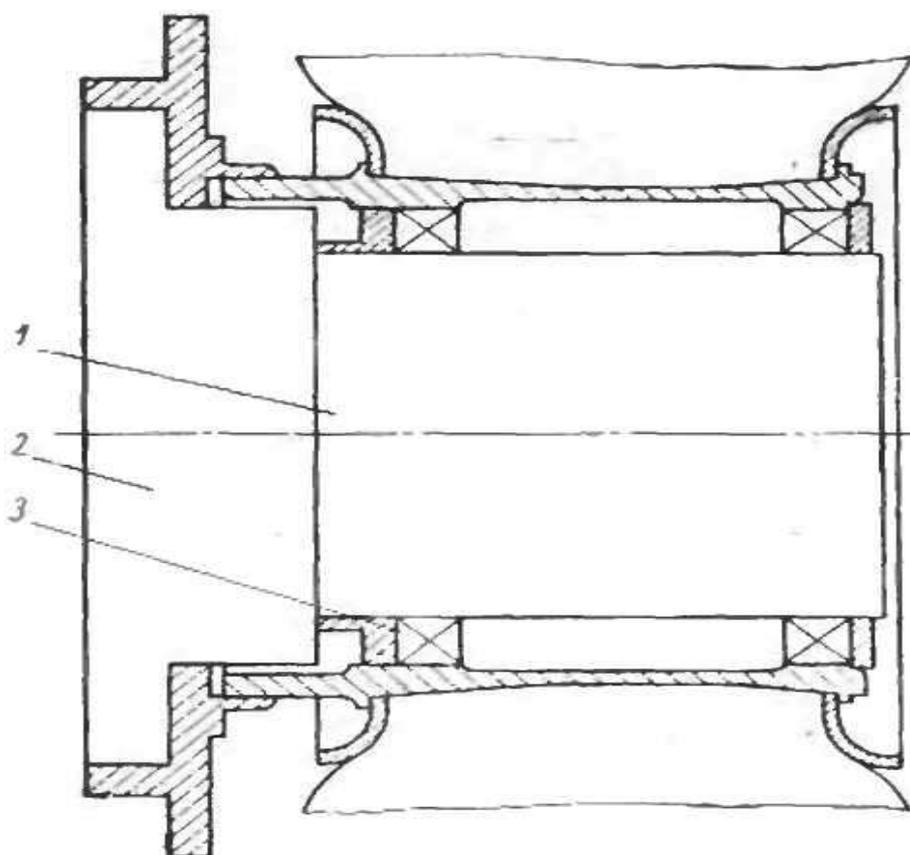


Рисунок 1.5 – Схема мотор-колеса при компоновке V вида:
1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – опорные подшипники

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

16

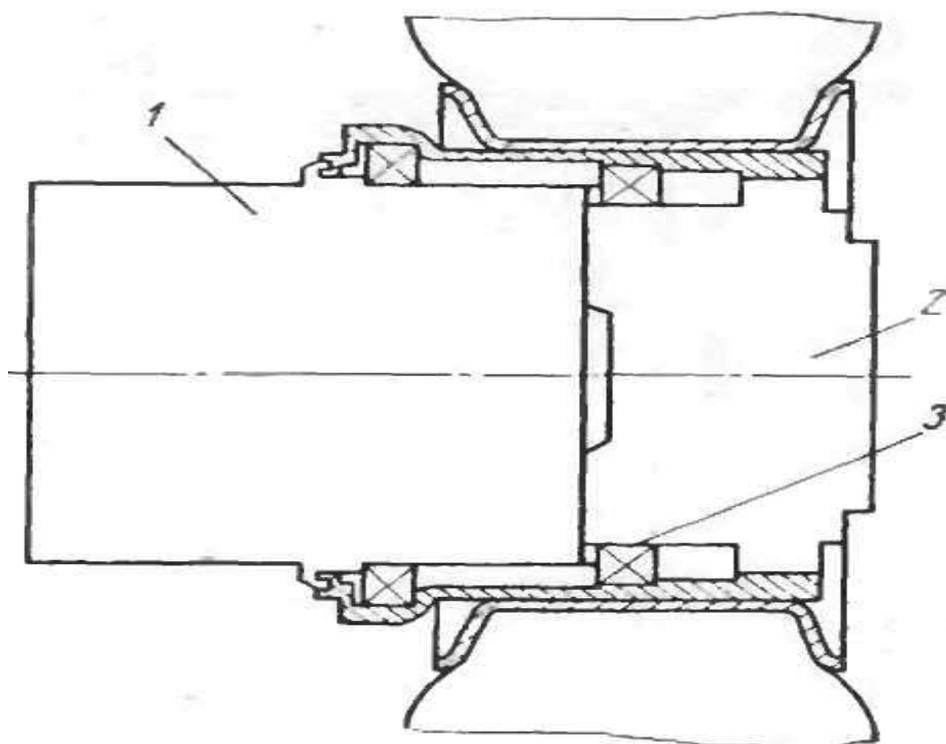


Рисунок 1.6 – Схема мотор-колеса при компоновке VI вида:
 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – опорные подшипники

Несмотря на некоторые затруднения в отношении подбора подшипников и уплотнений, обусловленные их размерами, компоновка IV и V вида получила наибольшее распространение для мотор-колес автомобилей и автопоездов самого различного назначения благодаря сокращению осевого размера и веса мотор-колеса. Так, по компоновке V вида выполнены мотор-колеса многих большегрузных автомобилей-самосвалов.

Компоновка VI вида (рисунок 1.6) характеризуется размещением редуктора 2 с внешней стороны мотор-колеса, причем один из опорных подшипников 3 колеса расположен на корпусе редуктора, а второй – на корпусе электродвигателя 1 или опорном цилиндре, служащем для монтажа электродвигателя.

Этот вид компоновки может иметь место в тех случаях, когда осевой размер обода сравнительно невелик, причем значительный объем внутри обода занят редуктором 2, а электродвигатель 1 не может быть установлен с внешней стороны мотор-колеса (из-за расположения вентиляционных окон на его корпусе и др.). В этом случае применяют подшипники различного, но достаточно большого диаметра.

В других случаях, например при двухскоростных мотор-колесах с разделенным редуктором, удлиненный корпус электродвигателя служит также корпусом части редуктора, расположенной с внешней стороны мотор-колеса. При этом используют подшипники колеса одного размера.

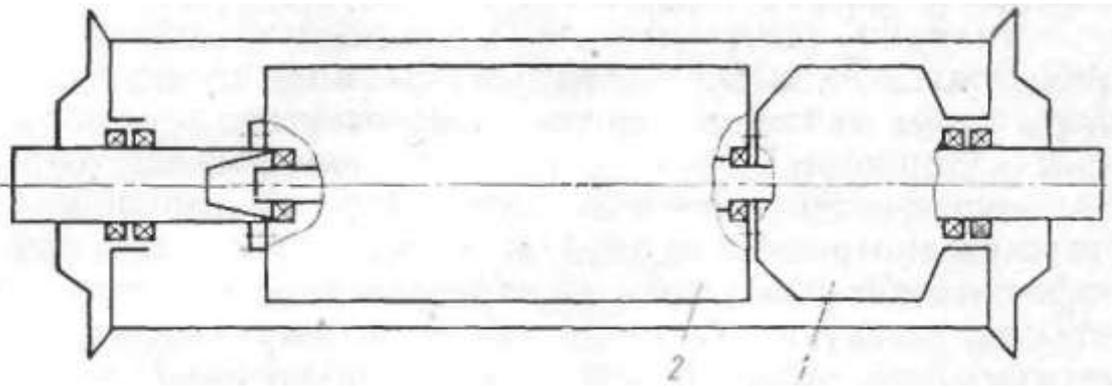


Рисунок 1.7 – Схема мотор-колеса при компоновке VII вида:
1 – редуктор; 2 – электродвигатель

Компоновка VI вида может быть использована как в тех случаях, когда электродвигатель не предназначен специально для мотор-колес и его устанавливают при помощи опорного цилиндра, так и при специальном исполнении корпуса электродвигателя. Конструктивные и монтажные свойства мотор-колеса при компоновке IV вида близки к тем, которые имеют мотор-колеса с компоновкой IV и V вида. Компоновка VI вида в некоторых случаях позволяет наиболее целесообразным образом установить опорные подшипники колеса.

Компоновку VII вида применяют при использовании в качестве колесных движителей пневмокотков. Большой осевой размер пневмокотка обуславливает необходимость его двухстороннего крепления к раме транспортной машины.

Это, в свою очередь, требует размещения редуктора и электродвигателя полностью в монтажном объеме внутри обода (рисунок 1.7), причем расположение электродвигателя 2 и редуктора 1 относительно друг друга практически не имеет значения, если только оно не продиктовано условиями забора воздуха для вентиляции электродвигателя и определенным направлением потока охлаждающего воздуха внутри пневмокотка.

Эти соображения обуславливают расположение у всех мотор-катков с внешней стороны или электродвигателей, или редукторов, но не влияют на конструктивное исполнение мотор-катка.

При выборе вида компоновки мотор-колеса необходимо решить вопрос о подводе и отводе воздуха для охлаждения электродвигателя. При вентиляции электродвигателя по параллельной схеме вентиляционные окна для подвода и отвода воздуха располагают с противоположных концов корпуса электродвигателя. Подвод воздуха обычно осуществляют через вентиляционное окно с внутренней стороны мотор-колеса, что не вызывает затруднений конструктивного характера. Большие трудности представляет устройство отводящего канала или полости. В некоторых случаях отвод воздуха удается осуществить с внутренней стороны мотор-колеса. Такое решение чаще приходится принимать в тех случаях, когда редуктор располагают с внешней стороны мотор-колеса и он имеет вращающиеся водила. Однако во многих случаях как при неподвижных, так

и вращающихся водилах отвод вентиляционного воздуха приходится осуществлять с внешней стороны мотор-колеса. При вентиляции электродвигателя по последовательной схеме вентиляционные окна для подвода и отвода воздуха располагают на одном и том же конце корпуса электродвигателя с внутренней стороны мотор-колеса, что упрощает компоновку мотор-колеса.

Большинство выполненных мотор-колес имеет компоновку одного из рассмотренных видов. Некоторые мотор-колеса, например с поперечным расположением электродвигателя относительно оси, имеют компоновку, выходящую за рамки рассмотренных видов. Однако они представляют собой немногочисленные исключения.

Выбор вида компоновки мотор-колеса является наиболее важным этапом его проектирования. При выборе компоновки мотор-колес необходимо учесть следующие факторы:

- конструктивное исполнение тягового электродвигателя;
- особенности редуктора и соображения в пользу его размещения с внешней или внутренней стороны мотор-колеса;
- количество уплотнений, их размеры и окружные скорости трущихся поверхностей;
- схему вентиляции мотор-колеса;
- возможность доступа к коллектору при использовании электродвигателей постоянного тока;
- способ монтажа колеса (выбор опоры подшипников и др.);
- принятую конструкцию и размещение механического тормоза;
- способ крепления мотор-колеса к раме транспортной машины.

Согласование возможных решений этих частных задач позволяет выбрать наиболее целесообразный для данного случая вид компоновки мотор-колеса.

Конструктивную проработку узлов и элементов мотор-колеса выполняют после выбора вида компоновки. [10]

1.3 Обзор основных существующих конструкций электромотор-колес

Способ установки электродвигателя в мотор-колесе и его крепление, а также выбор опоры подшипников колеса зависят от размеров и конструктивного исполнения электродвигателя и принятой компоновки мотор-колеса. К числу основных конструктивных параметров электродвигателей мотор-колес относятся наружный диаметр и длина корпуса, исполнение наружной поверхности корпуса, конструкция вала, тип вентиляции и те конструктивные особенности электродвигателя, которые определяются его применением в мотор-колесе данного типа.

Размеры электродвигателя, в первую очередь наружный диаметр, определяют возможность его размещения целиком или частично внутри обода колеса или обуславливают необходимость установки вне обода. В большинстве случаев проще разместить бесколлекторные электродвигатели переменного тока, которые

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

имеют меньшие габаритные размеры при равной мощности, чем электродвигатели постоянного тока.

По конструктивному исполнению тяговые электродвигатели, применяемые в мотор-колесах, можно разделить на две группы:

- общего назначения;
- предназначенные специально для мотор-колес.

Электродвигатели первой группы не имеют каких-либо особенностей в исполнении основных элементов: корпуса, подшипниковых щитов, вала и узлов системы вентиляции. Исполнение таких электродвигателей практически не связано с конструкцией мотор-колес определенного типа.

Электродвигатели общего назначения используют в мотор-колесах, имеющих компоновку I, II и IV вида. В этих случаях корпус электродвигателя или его передний подшипниковый щит соединяют шпильками, болтами, сваркой или специальными монтажными деталями с опорой подшипников колеса.

Электродвигатели второй группы предназначены для использования в мотор-колесах определенной конструкции, причем отдельные детали электродвигателей выполняют роль конструктивных элементов мотор-колеса. Эти детали могут быть использованы для крепления мотор-колеса к раме транспортной машины, монтажа опорных подшипников колеса, а также выполнять функции деталей корпуса редуктора.

Особенностью конструкции электродвигателей второй группы является специальное исполнение корпуса, подшипниковых щитов и вала, а также устройство вентиляции, выполненное с учетом вида компоновки мотор-колеса. Применение таких электродвигателей обязательно при компоновке IV, V, а иногда VI и VII вида.

В тех случаях, когда корпус электродвигателя используют в качестве опоры подшипников колеса, к нему предъявляют определенные требования в отношении размеров, исполнения наружной поверхности, места расположения вентиляционных отверстий и выводов концов обмоток.

У электродвигателей специального исполнения диаметральной размер корпуса ограничен внутренним диаметром обода или ступицы колеса, а также высотой (разностью наружного и внутреннего диаметра) его опорных «подшипников».

Рассмотрим возможные способы установки и крепления в мотор-колесе электродвигателей общего назначения. Электродвигатель 1 (рисунок 1.8) крепится в мотор-колесе при помощи опорного цилиндра 5, который служит также для монтажа подшипников 2 колеса. Конусообразный прилив 4 на корпусе электродвигателя служит для его фиксации относительно внутренней поверхности опорного цилиндра. К торцовой стороне последнего болтами прикрепляют кольцевой фланец 3, служащий для фиксации электродвигателя от перемещений в осевом направлении. Электродвигатель может быть снят с мотор-колеса при демонтированном фланце 3, без разборки других элементов. Недостатком этого способа крепления электродвигателя является наличие массивного опорного цилиндра, что заметно сказывается на увеличении общего веса мотор-колеса.

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

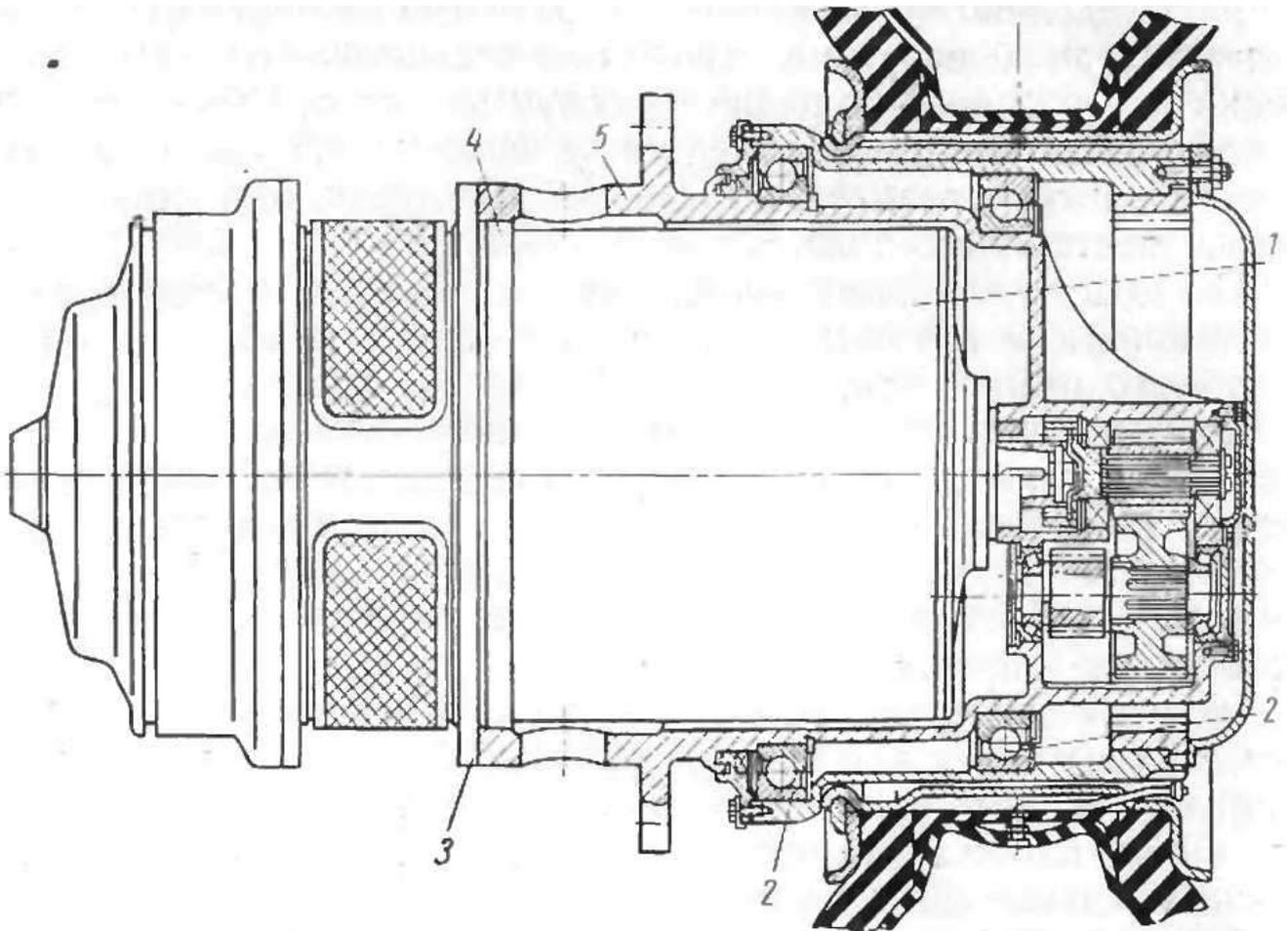


Рисунок 1.8 – Мотор-колесо, разработанное ВНИИСтройдормашем и заводом «Динамо»:

1 – электродвигатель; 2 – подшипники колеса; 3 – фланец подвески мотор-колеса; 4 – прилив для фиксации электродвигателя; 5 – опорный цилиндр

На рисунке 1.9 изображено мотор-колесо, в котором применены опорные подшипники колеса относительно небольшого диаметра. Ободья 3 колес смонтированы на ступице 9, имеющей на внутренней стороне посадочные поверхности для опорных конических подшипников 1, внутренние обоймы которых укреплены на опорном цилиндре 11.

В мотор-колесе, приведенном на рисунке 1.10, для установки электродвигателя 2 вместо опорного цилиндра использован монтажный конус 6, который соединен с опорным стаканом 3, установленным на корпусе 4 редуктора.

Стакан 3 служит опорой подшипников 5 колеса. На корпусе электродвигателя укреплены два прилива со сферическими гнездами, в которые входят сферические опоры 1, установленные на монтажном конусе 6. Ось сферических опор проходит через центр тяжести электродвигателя, что позволяет несколько сместить ось электродвигателя в вертикальной плоскости и облегчить сочленение его вала с входным звеном редуктора.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

21

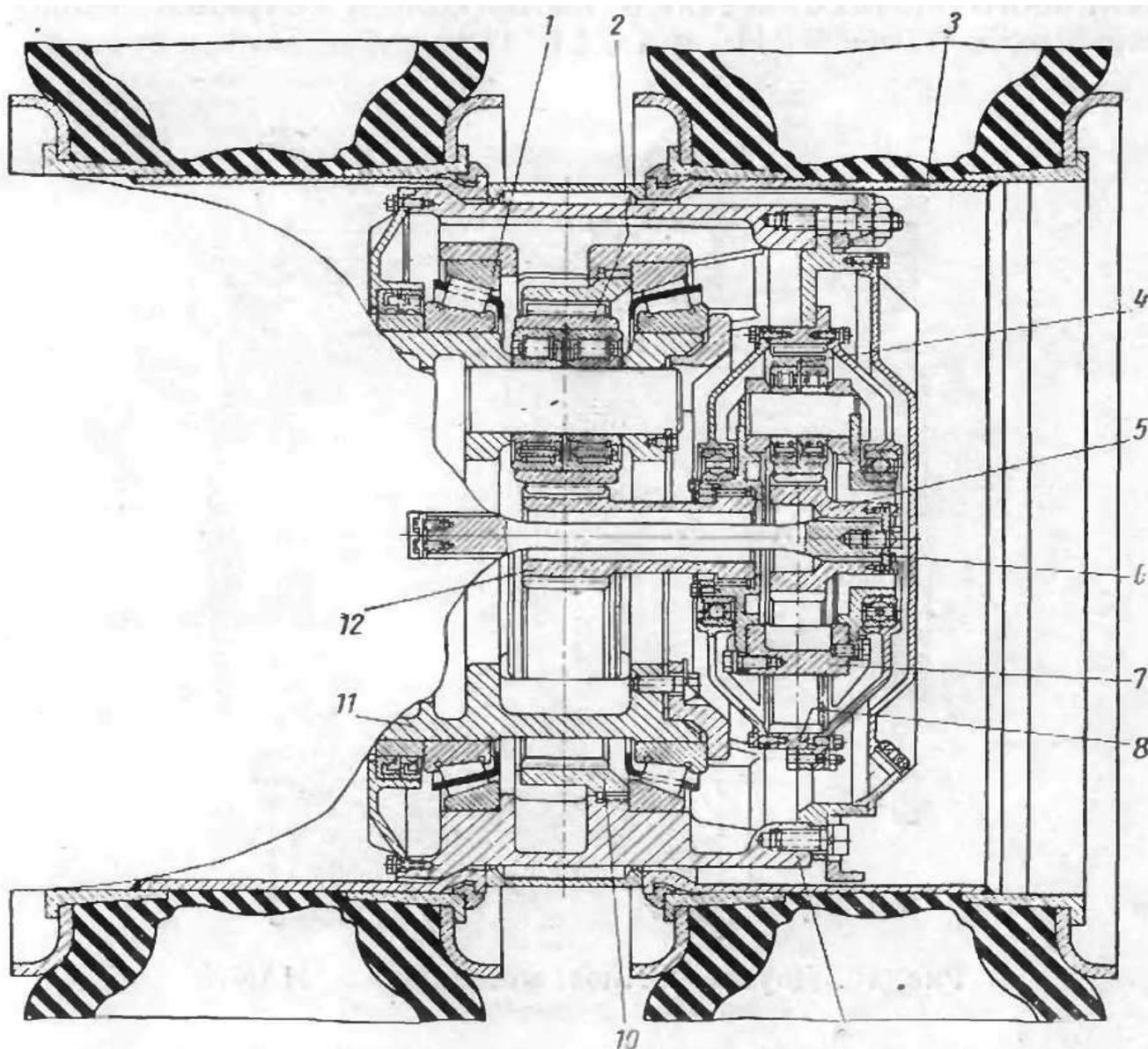


Рисунок 1.9 – Мотор-колесо дизель-троллейвоза БелАЗа:

1 – подшипники колеса; 2 – промежуточная шестерня второго ряда; 3 – обод; 4 – сателлит первого ряда; 5 – солнечная шестерня первого ряда; 6 – короткий торсионный вал; 7 – водило первого ряда; 8 – коронная шестерня первого ряда; 9 – ступица; 10 – венечная шестерня второго ряда; 11 – опорный цилиндр; 12 – центральная шестерня второго ряда

При таком способе установки электродвигатель может быть снят с мотор-колеса при демонтированных сферических опорах, без разборки других узлов. Необходимость в специальных деталях крепления электродвигателя, как и в случае применения опорного цилиндра, приводит к заметному увеличению веса мотор-колеса. Этот недостаток частично устраним в том случае, когда крепление электродвигателя выполнено соединением его переднего подшипникового щита с деталью мотор-колеса, служащей опорой подшипников колеса.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

22

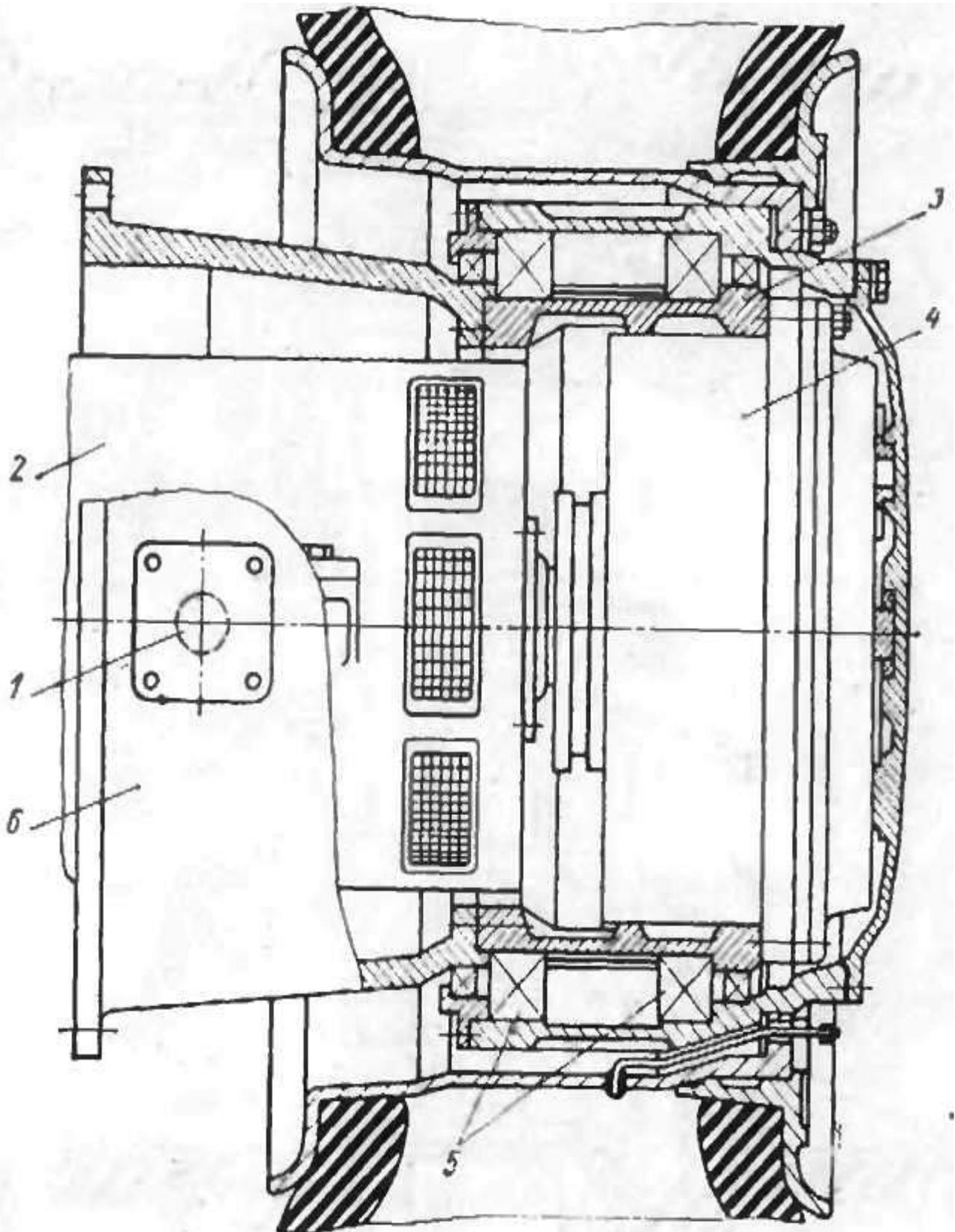


Рисунок 1.10 – Двухскоростное мотор-колесо НАМИ:
 1 – сферические опоры; 2 – электродвигатель; 3 – опорный стакан; 4 – редуктор; 5 – подшипниковые опоры; 6 – конус монтажный

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

23

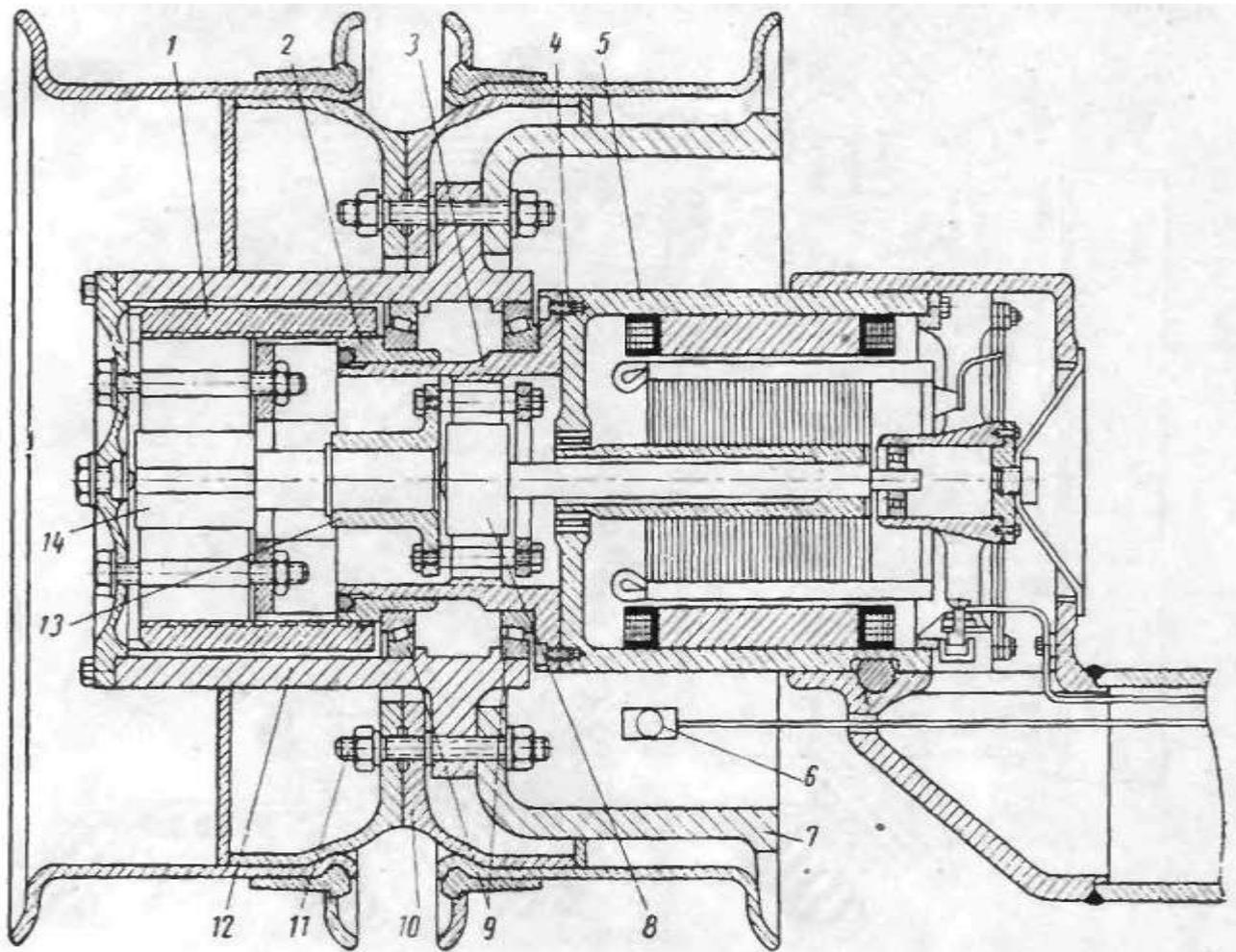


Рисунок 1.11 – Мотор-колесо автобуса:

1 – коронная шестерня второго ряда; 2 – опорная втулка подшипника; 3 – корпус первого ряда редуктора; 4 – винт; 5 – корпус электродвигателя; 6 – тормозная тяга; 7 – тормозной барабан; 8 – солнечная шестерня первого ряда; 9 – подшипники колеса; 10 – диск обода внутреннего обода колеса; 11 – шпилька; 12 – ступица колеса; 13 – водило первого ряда; 14 – солнечная шестерня второго ряда

На рисунке 1.11 показано мотор-колесо, в котором опора 3 подшипников колеса, являющаяся одновременно корпусом редуктора, винтами 4 соединена с передним подшипниковым щитом электродвигателя, выполненным как одно целое с его корпусом 5.

В мотор-колесе, изображенном на рисунке 1.12, передний подшипниковый щит 1 электродвигателя болтами 2 соединен с корпусом 3 редуктора, который является опорой подшипников 4 колеса. Этот способ установки электродвигателя достаточно прост, но требует усиления переднего подшипникового щита и узла его крепления к корпусу электродвигателя, а также выполнения на щите посадочной поверхности для торцевой части корпуса редуктора.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

24

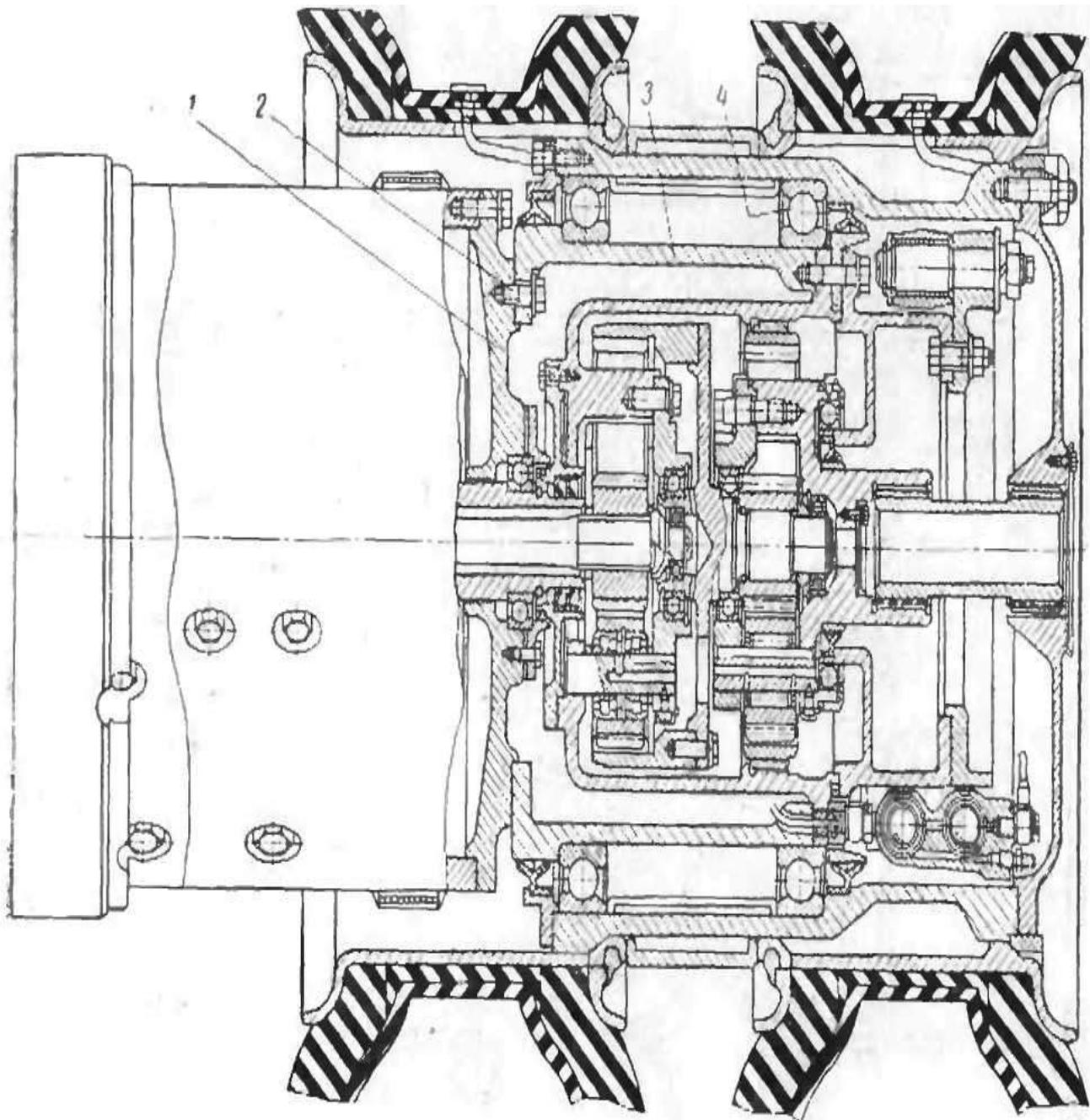


Рисунок 1.12 – Мотор-колесо троллейбуса:

1 – передний подшипниковый щит; 2 – болты; 3 – корпус редуктора; 4 – подшипниковые опоры

На рисунке 1.13 изображено мотор-колесо, у которого обычный передний подшипниковый щит электродвигателя 1 заменен специальной деталью 2, служащей одновременно подшипниковым щитом и опорой внутренних обойм подшипников 3 колеса. Такой конструктивный прием пригоден для мотор-колес, имеющих компоновку II вида.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

25

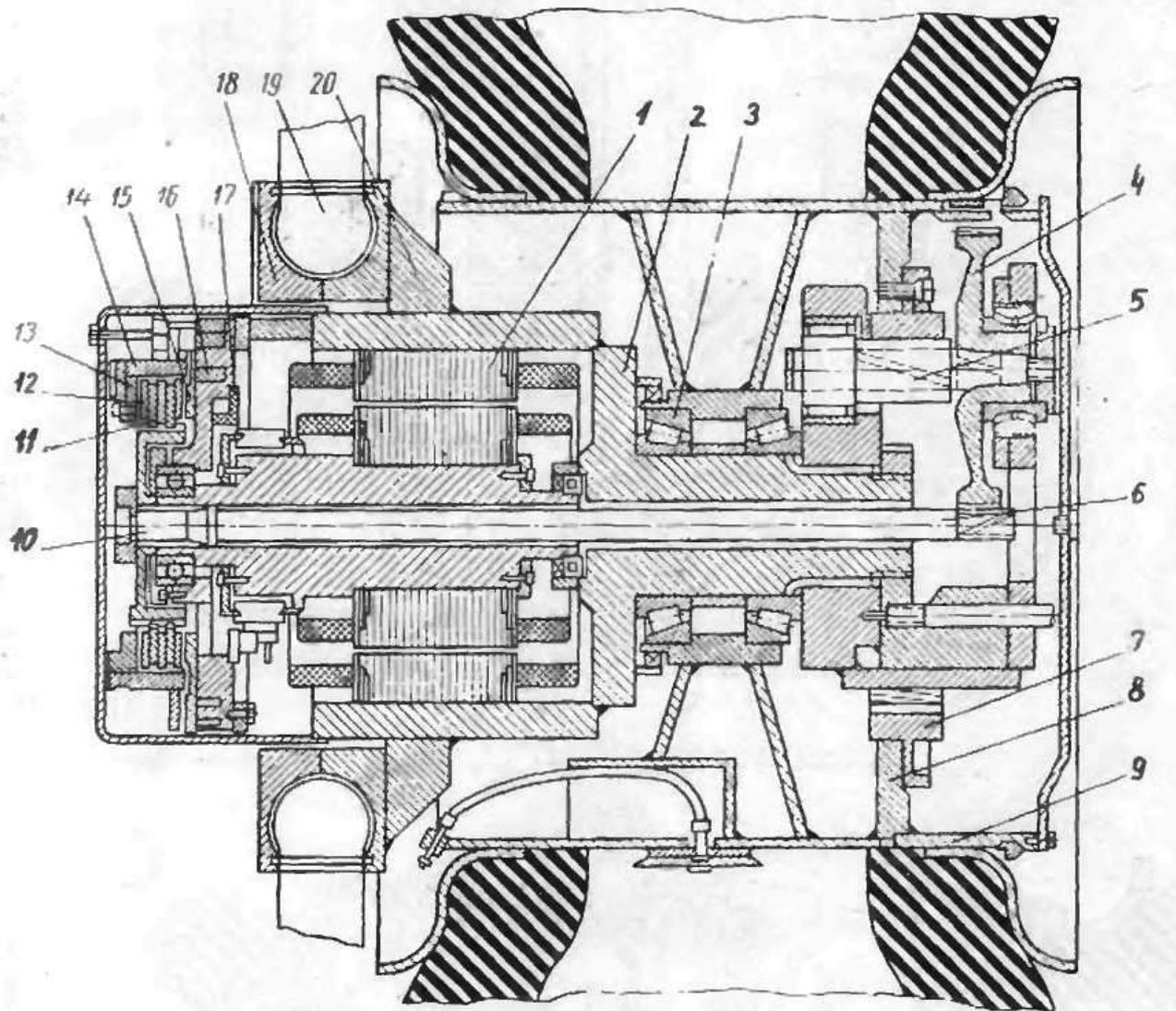


Рисунок 1.13 – Мотор-колесо фирмы Ле Турно:

1 – электродвигатель; 2 – опора внутренних обойм подшипников колеса; 3 – подшипники колеса; 4 – ведомая шестерня первой ступени; 5 – ведущая шестерня второй ступени; 6 – торсионный вал; 7 – венечная шестерня; 8 – монтажное кольцо; 9 – обод; 10 – вал электродвигателя; 11 – подвижные диски тормоза; 12 – неподвижные диски тормоза; 13, 14 – детали крепления неподвижных дисков к корпусу электродвигателя; 15 – нажимной диск; 16 – пружины; 17 – обмотка электромагнитного привода; 18 – разъемные кронштейны; 19 – сферическая головка опоры; 20 – кольцо

В мотор-колесах, имеющих компоновку IV, V, а иногда и VI вида корпус электродвигателя выполняет функции опоры подшипников колеса, что в значительной степени улучшает конструктивное исполнение мотор-колеса в целом. В частности, в некоторых мотор-колесах (рисунки 1.14 и 1.15) оказалось возможным отказаться от ступицы, функции которой выполняет обод колеса.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

26

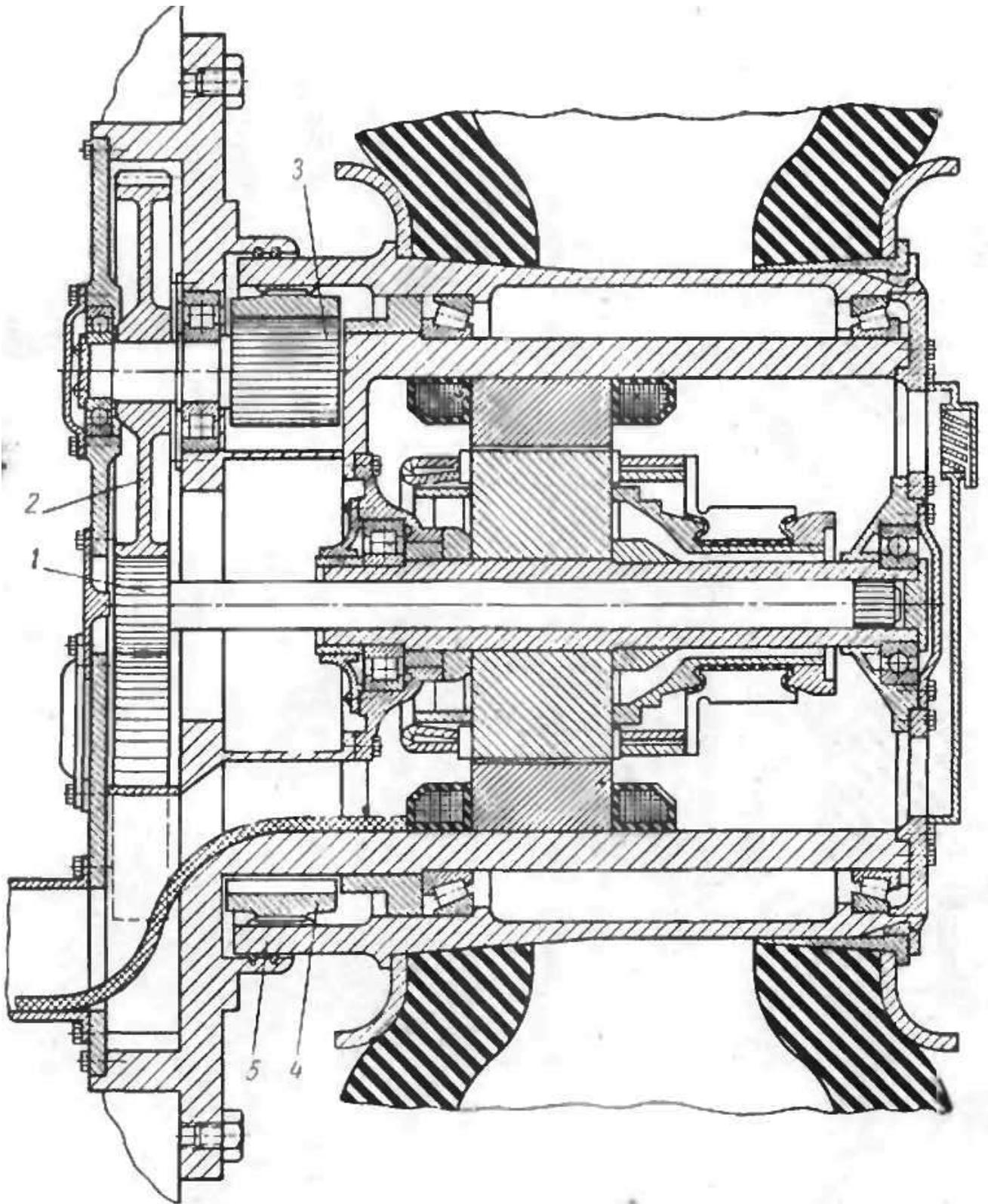


Рисунок 1.14 – Мотор-колесо фирмы Дженерал Моторс:
 1 – центральная шестерня первой ступени; 2 – ведомая шестерня первой ступени; 3 – ведущая шестерня второй ступени; 4 – венечная шестерня; 5 – обод

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

27

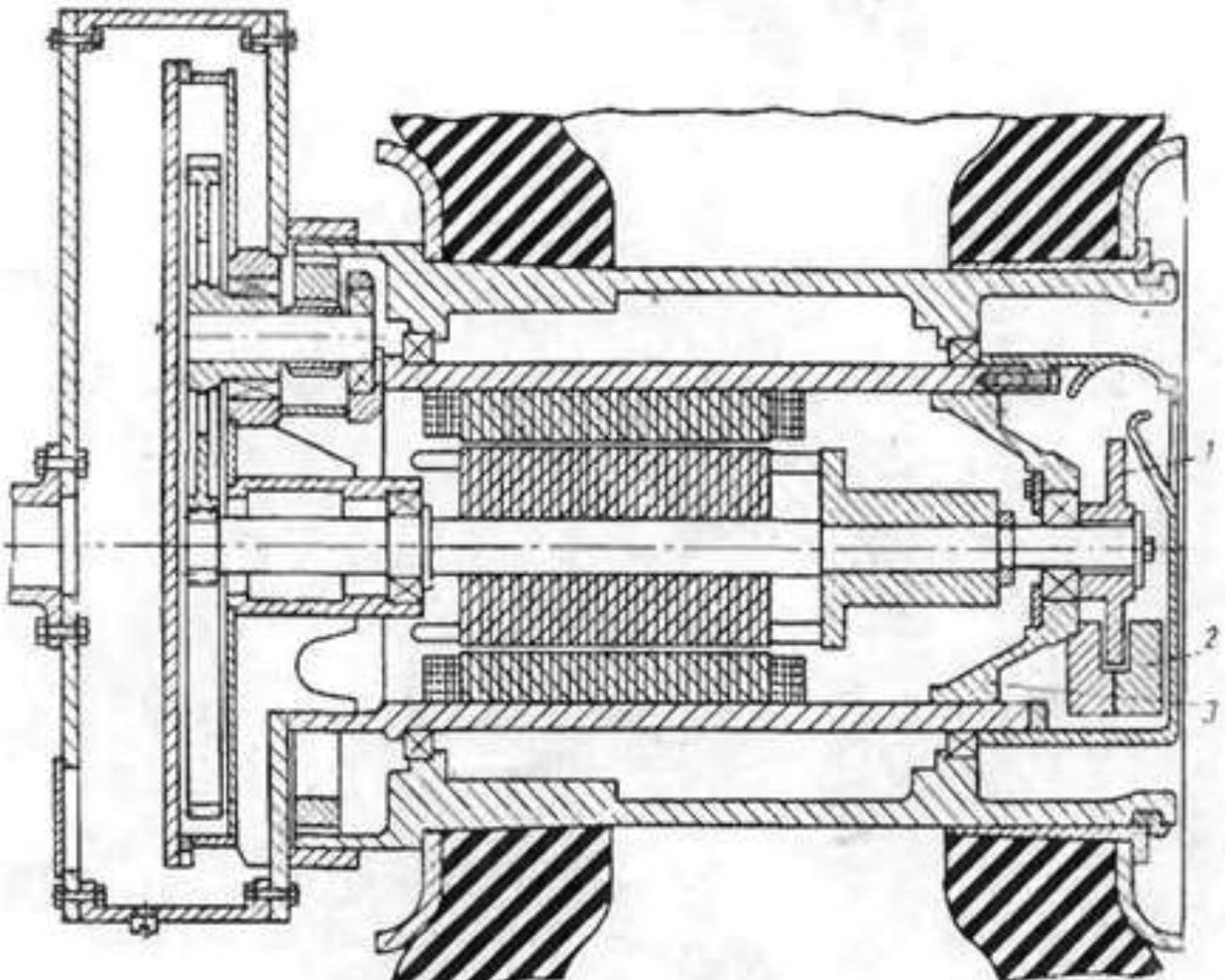


Рисунок 1.15 – Мотор-колесо фирмы Дженерал Электрик:
 1 – тормозной диск; 2 – фрикционные колодки; 3 – подшипниковый щит электродвигателя

Но даже в тех мотор-колесах, где ступица все же сохраняется, удается создать весьма компактную конструкцию с очень хорошим использованием монтажного пространства внутри обода колеса. Примером такого решения может служить мотор-колесо (рисунок 1.16), в котором применен быстроходный асинхронный двигатель 1 с масляным охлаждением. Подшипники 2 колеса установлены на корпусе электродвигателя, а на наружных обоймах – ступица 3 колеса. Последняя связана с ободом 4 при помощи диска 5. Несмотря на относительно небольшой размер шины, электродвигатель и редуктор (исключая один ряд) размещены в монтажном пространстве внутри обода колеса. Особенностью конструкции этого мотор-колеса является торсионный вал 7 и многодисковый тормоз 6, связанный с колесом. В некоторых мотор-колесах, имеющих указанную компоновку, корпус электродвигателя или подшипниковый щит, обращенный к редуктору, выполняют функции некоторых неподвижных деталей редуктора.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

28

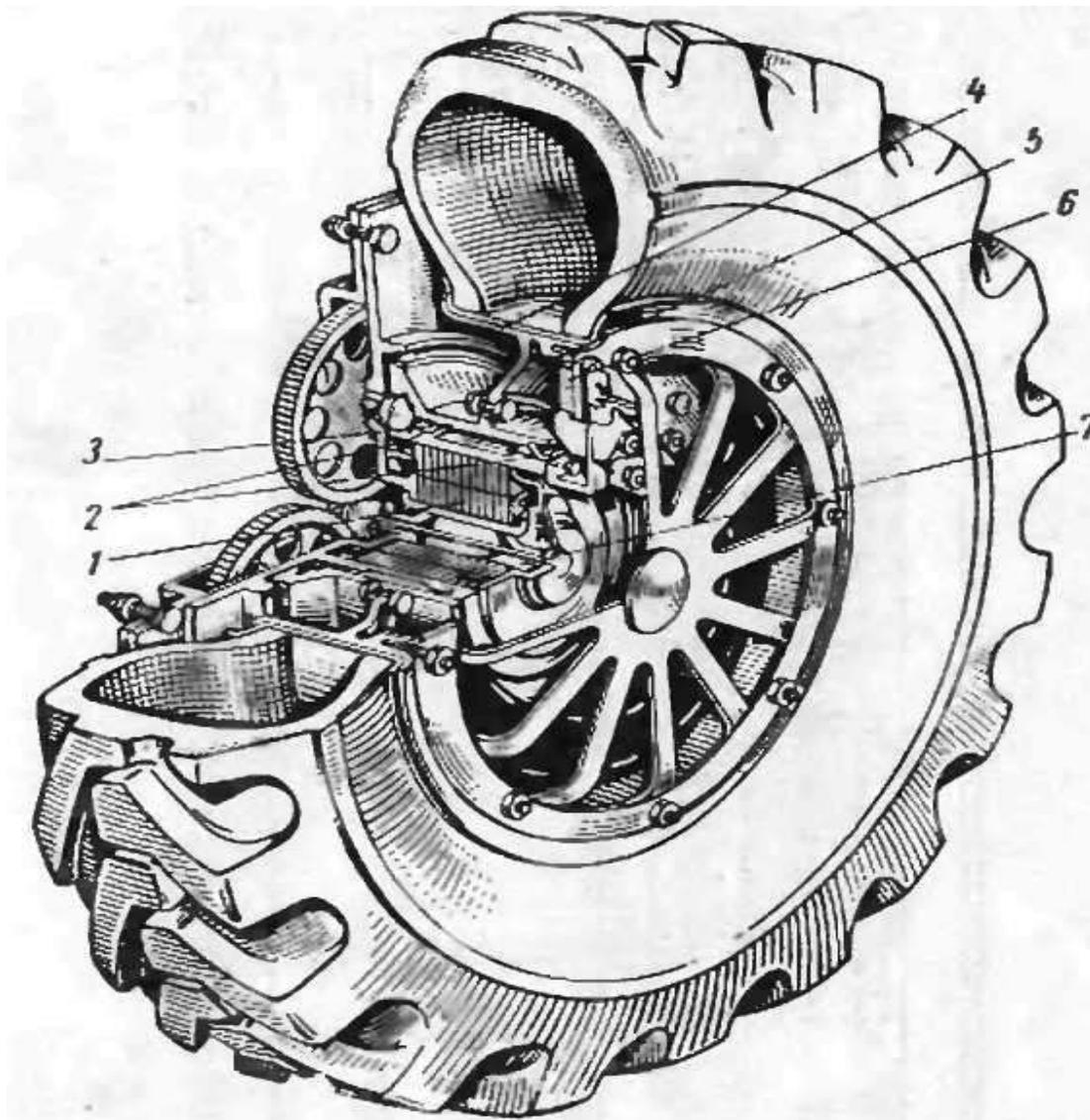


Рисунок 1.16 Мотор-колесо фирмы Лир Зиглер:
 1 – электродвигатель; 2 – подшипники; 3 – ступица колеса; 4 – обод; 5 – диск; 6 – многодисковый тормоз; 7 – торсионный вал

При компоновке VII вида выполняют двухстороннее крепление электродвигателя (рисунок 1.17). С одной стороны подшипниковый щит 3 электродвигателя соединяют с неподвижной деталью 4 редуктора, выполненной как одно целое с коронными шестернями первого и второго ряда редуктора. Деталь 4 соединена также с неподвижным водилом третьего ряда, представляющим собой деталь сложной формы, заканчивающуюся хвостовиком 6. Водило служит опорой подшипников 5 пневмокатка, а хвостовик используется для монтажа мотор-катка к раме транспортной машины. Другой подшипниковый щит 2 электродвигателя соединен с неподвижным хвостовиком, служащим для установки мотор-катка на раме. Этот же хвостовик используется в качестве опоры подшипника 1 пневмокатка.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

29

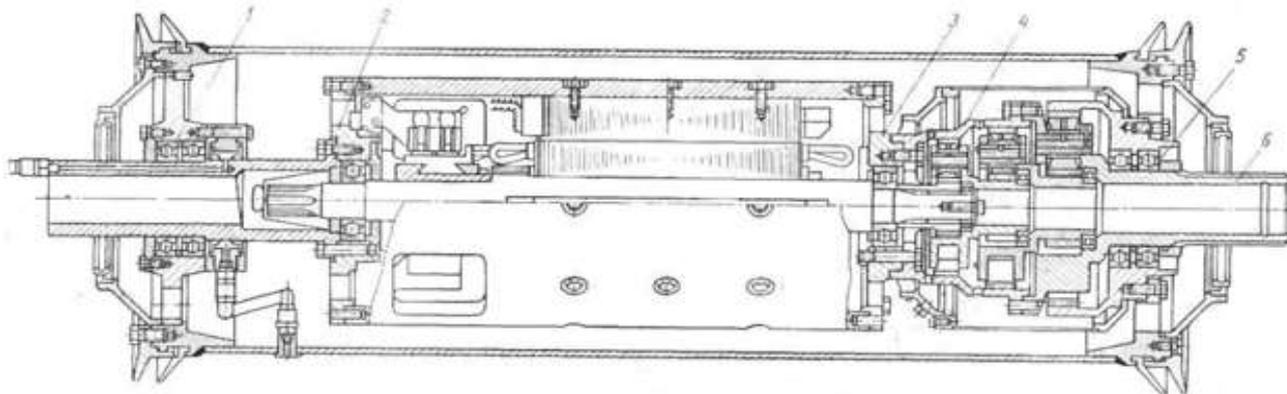


Рисунок 1.17 – Мотор-каток МВТУ им. Баумана:

1 – подшипниковые опоры; 2 – подшипниковый щит электродвигателя;
3 – подшипниковый щит с электродвигателем; 4 – неподвижная деталь редуктора; 5 – подшипники пневмокатка; 6 – хвостовик

Вид компоновки мотор-колеса и способ установки электродвигателя в значительной мере определяют возможность простого доступа к коллектору и щеткам для осмотра и обслуживания, если в мотор-колесе применен электродвигатель постоянного тока. При компоновке I, II, III и IV вида обеспечивается хороший доступ к коллектору. Это видно из поперечных разрезов мотор-колес (см. рисунки 1.8, 1.10 и 1.13), выполненных по указанным видам компоновки. Доступ к коллектору прост, так как часть корпуса электродвигателя размещена вне монтажного объема обода с внутренней стороны мотор-колеса, в то время как коллектор обычно расположен со стороны, противоположной выходу вала электродвигателя, т.е. с внутренней стороны мотор-колеса.

Доступ к коллектору осложняется при компоновке мотор-колеса IV и V вида, когда необходим демонтаж некоторых деталей. Так, например, в мотор-колесе, представленном на рисунке 1.14, возможен осмотр коллектора лишь при снятии наружного защитного кожуха через вентиляционные окна, а в мотор-колесе, показанном, на рисунке 1.15, возможен осмотр коллектора при демонтаже механического тормоза. Более удобен доступ к коллектору в мотор-колесе, изображенном на рисунке 1.18, где он возможен через большие вентиляционные окна в переднем подшипниковом щите после снятия защитного кожуха.

В мотор-катках доступ к коллектору возможен только при снятом пневмокатке и практически полностью демонтированном оборудовании, размещенном в монтажном пространстве обода пневмокатка.

У электродвигателей, имеющих коллектор торцевого типа, доступ к коллектору проще. Смотровые люки выполнены на внутреннем подшипниковом щите электродвигателя, доступ к коллектору удобен и не связан с демонтажом каких-либо деталей (см. рисунок 1.11).

Из рассмотренных конструкций мотор-колес следует, что в качестве неподвижной (относительно рамы машины) опоры внутренних обойм подшипников колес часто используются корпус или другая неподвижная деталь

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		

редуктора (см. рисунки 1.9...1.12) или корпус электродвигателя (см. рисунки 1.14, 1.15, 1.16 и 1.18). В некоторых случаях внутренние обоймы монтируют на опорном цилиндре (см. рисунок 1.8). На рисунке 1.19 приведено мотор-колесо, у которого опорой внутренних обойм подшипников колеса является специальный цилиндр, соединенный с корпусом редуктора. Мотор-колесо имеет компоновку I вида и отличается большим осевым размером. Оно может служить иллюстрацией того, насколько ухудшаются компоновочные и конструктивные свойства мотор-колеса в случае, когда в качестве опоры внутренних обойм подшипников колеса используется не корпус электродвигателя или редуктора (или другая неподвижная деталь редуктора), а специальная опорная деталь.

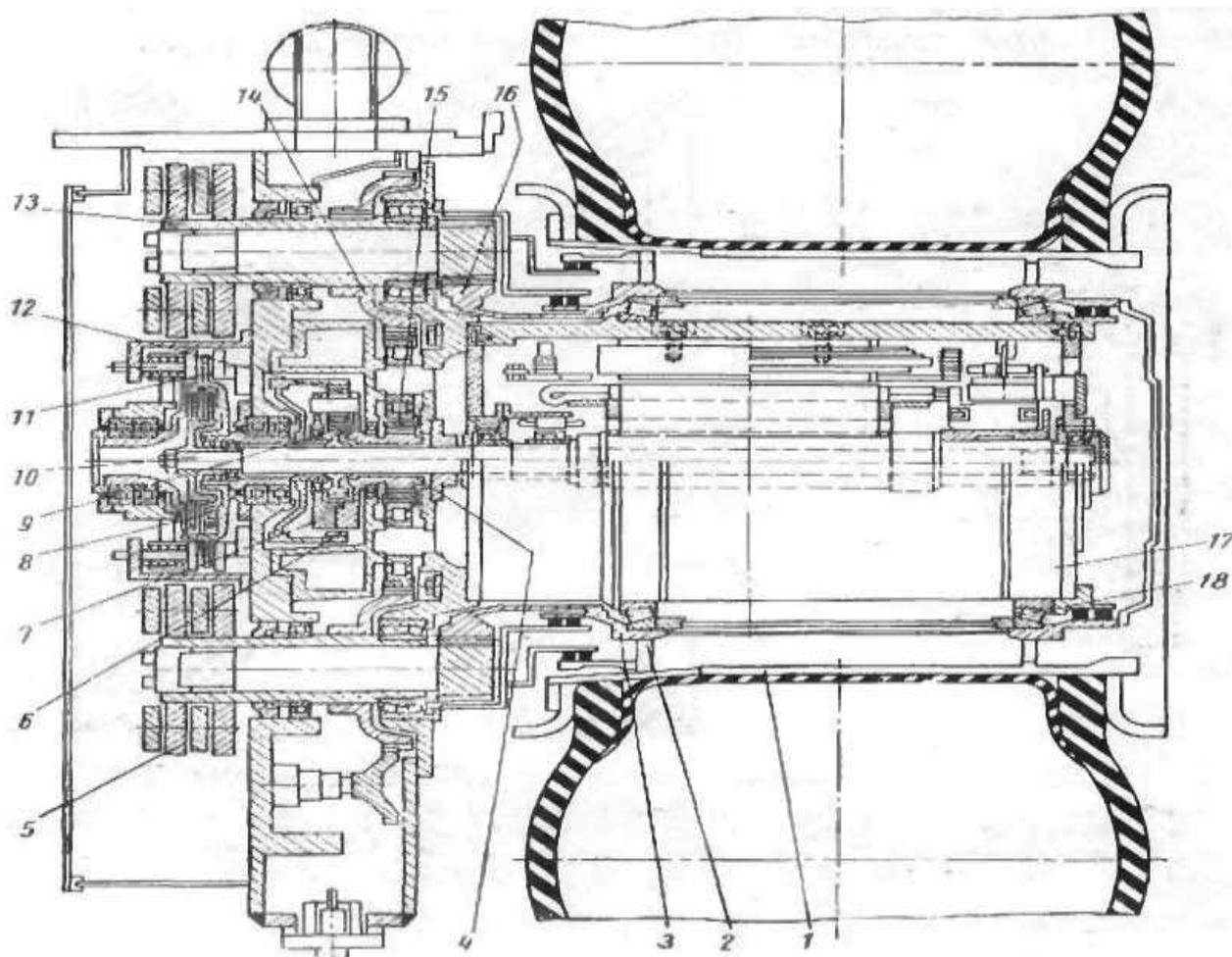


Рисунок 1.18 – Двухскоростное мотор-колесо фирмы Берлие:
 1 – замочная часть обода; 2 – диск; 3 – ступица; 4 – ведущая шестерня первой ступени передачи; 5 – диски тормозных механизмов; 6 – коронная шестерня планетарного ряда; 7 – водило; 8 – фрикционная муфта механизма переключения передач; 9 – солнечная шестерня планетарного ряда; 10 – торсионный вал; 11 – тормоз механизма переключения передач; 12 – сателлиты планетарного ряда; 13 – вал шестерен; 14 – ведомая шестерня первой ступени; 15 – промежуточная шестерня; 16 – шестерня, соединенная со ступицей колеса; 17 – электродвигатель; 18 – подшипники колеса

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

31

В качестве опоры наружных обойм подшипников колеса используется или обод, или ступица колеса. Ступица в большинстве случаев выполняется в виде одной детали. При компоновке I и II вида и использовании опорных подшипников колеса с небольшим наружным диаметром (по сравнению с диаметральной размер корпуса электродвигателя) обод колеса имеет дополнительный фланец трапецеидального сечения, на котором монтируют цилиндрическую опору наружных обойм подшипников колеса (см. рисунки 1.13 и 1.19).

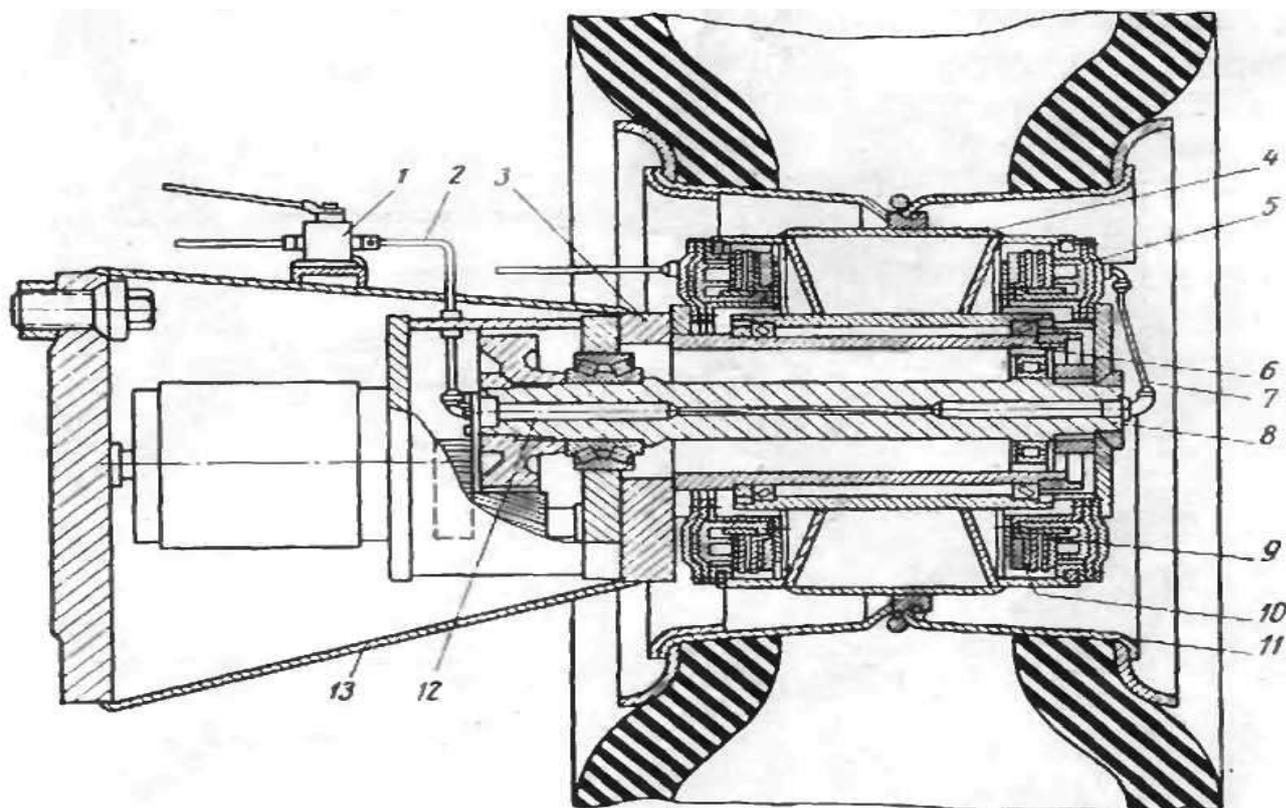


Рисунок 1.19 – Мотор-колесо периодического действия фирмы Ле Турно:
1 – вентиль; 2 – трубка; 3 – деталь крепления мотор-колеса к раме; 4 – коробчатый фланец; 5 – пневмокамерный привод; 6 – ступица; 7 – трубка; 8 – вал; 9 – ведущие диски; 10 – ведомые диски; 11 – обод колеса; 12 – канал; 13 – монтажный конус

Принятый способ монтажа электродвигателя и опорных подшипников колеса определяет особенности сборки всего мотор-колеса и тем самым возможный способ организации обслуживания, ремонта и замены мотор-колес с учетом условий эксплуатации транспортной машины, а также размеров и веса мотор-колеса.

Существуют два способа сборки мотор-колеса: поузловой и подетальный. При поузловом способе сборки должна быть обеспечена возможность независимого монтажа тягового электродвигателя, редуктора и колеса (шины с ободом, иногда только шины), причем монтировать эти элементы можно при установленных

опорных подшипниках колеса. компоновка I и II вида практически всегда допускает поузловую сборку мотор-колеса, в большинстве случаев она также возможна при компоновке III и VI вида, при условии сборки редуктора по частям. Примером возможности поузловой сборки может служить мотор-колесо (см. рисунок 1.10), имеющее компоновку III вида.

Достоинством поузловой сборки являются относительная доступность каждого узла и возможность ремонта и замены отдельных деталей без съема с машины и разборки всего мотор-колеса. Однако при этом увеличиваются номенклатура деталей мотор-колеса, его осевой размер и вес.

При подетальном способе сборки исключается независимый монтаж всех основных узлов мотор-колеса при установленных опорных подшипниках колеса. Этот способ сборки характерен для мотор-колес, имеющих компоновку IV и V вида. В этом случае затрудняются ремонт и замена отдельных деталей мотор-колеса. Например, при монтаже наружных обжимов подшипников колеса непосредственно на ободе демонтаж обода или съём электродвигателя практически возможен только в стационарных условиях, так как связан с демонтажом опорных подшипников колеса. Подетальный способ сборки имеют также мотор-колеса, изображенные на рисунках 1.14 и 1.15. [3]

Однако рациональность конструкции мотор-колес, имеющих компоновку IV и V вида, и существенное уменьшение номенклатуры их деталей компенсируют трудности монтажа. Смягчение этого недостатка достигается также при монтаже наружных обжимов опорных подшипников колеса на ступице, что допускает установку шины с ободом при смонтированных опорных подшипниках.

Если при этом редуктор располагают с наружной стороны мотор-колеса, как это, например, имеет место в мотор-колесе, приведенном на рисунке 1.11, то становится возможной сравнительно несложная разборка редуктора без съема мотор-колеса с машины. В таких случаях стационарная ремонтная база требуется только при съеме электродвигателя, а в эксплуатации такая необходимость встречается редко. Поэтому для значительного числа мотор-колес новой конструкции принимают компоновку IV вида, благодаря чему сочетаются достаточно простая конструкция мотор-колеса с возможностью выполнения многих видов ремонта в эксплуатационных условиях.

У мотор-катков практически любая неисправность требует их съема с машины и полного демонтажа основных узлов.

На сегодняшний день в России основным поставщиком и разработчиком мотор-колёс является компания «Центр исследования силовых и энергетических установок». Она совсем недавно представила свою новую разработку мотор-колеса 415 НИЛД. Мотор-колесо 415 НИЛД предназначено для применения в качестве тягового привода перспективных гибридных грузовых автомобилей, автобусов, тягачей и вездеходов. Мотор-колесо может использоваться в двух опциях в качестве поворотного и неповоротного колеса (рисунок 1.20).

Мотор-колесо 415 НИЛД «Центра исследования силовых и энергетических установок» – это герметичная, маслозаполненная, глубоко интегрированная конструкция, которая объединяет функции колеса, тягового электродвигателя,

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

планетарного редуктора и ленточного тормоза с гидроприводом. Питание осуществляется переменным электротоком от вентильного источника тока. Алгоритм управления поддерживает следующие основные режимы:

- движение вперед с регулированием мощности;
- движение назад с регулированием мощности;
- рекуперативное торможение;
- основное торможение электродвигателем;
- резервное торможение ленточным тормозом;
- движение накатом; движение вперед с заданной постоянной частотой вращения;
- движение назад с заданной постоянной частотой вращения.

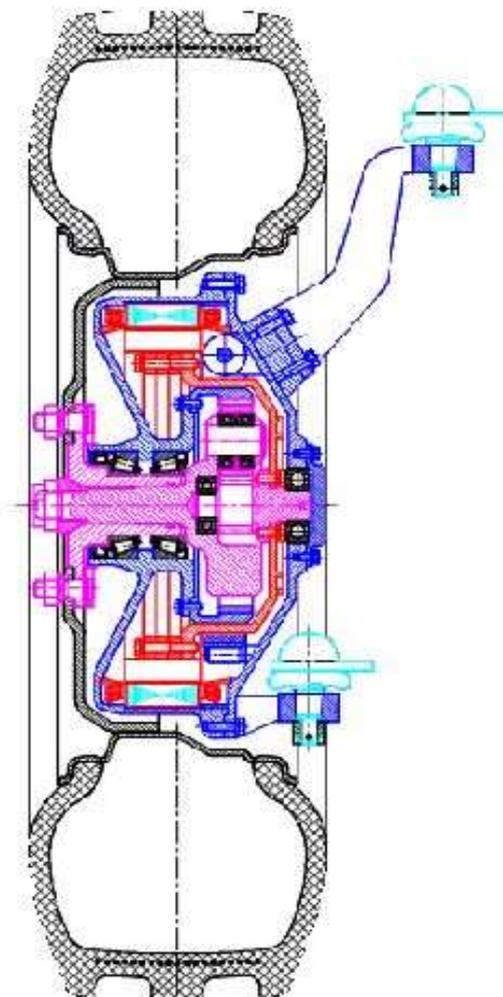


Рисунок 1.20 – Управляемое мотор-колесо 415 НИЛД

Задание режимов работы осуществляется альтернативно от бортового компьютера или органов управления. Номинальная мощность 30 кВт, КПД 90 %, Диапазон частот вращения 0...3000 мин⁻¹, максимальный крутящий момент 2570 Нм, крутящий момент электродвигателя 500 Нм, питающее напряжение 300 В, масса 60 кг, диапазон рабочих температур от минус 50 °С до 50 °С. [20]

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

1.4 Обзор конструкций и принцип работы редукторов мотор-колес

Редукторы мотор-колёс транспортных машин в соответствии с назначением и необходимостью размещения полностью или частично внутри обода колеса должны обеспечивать:

- необходимое передаточное число в соответствии с заданными тягово-скоростными показателями транспортной машины;
- достаточно высокий КПД, позволяющий не только уменьшить расход топлива, но и упростить охлаждение редуктора;
- минимальный осевой размер и вес, обусловленный размещением редуктора и электродвигателя в ограниченном монтажном объеме внутри обода колеса;
- рациональную компоновку с другими элементами мотор-колеса;
- простоту в изготовлении и ремонте, надежность в эксплуатации.

Влияние передаточного числа на конструкцию редуктора сказывается в том, что оно наряду с передаваемой мощностью определяет его размеры, и следовательно, возможность размещения внутри обода колеса. Передаточным числом определяется тип передачи редуктора или целесообразная комбинация типов передачи. От этого зависит возможность выполнения всех рядов редуктора с приблизительно одинаковым диаметральной размером, что позволяет наилучшим образом использовать монтажный объем внутри обода колеса, или возникает необходимость увеличения диаметрального размера одного ряда и размещения его вне обода.

По типу используемых передач редукторы мотор-колес могут быть с неподвижными осями валов, планетарными или комбинированными, т. е. состоящими как из планетарных передач, так и из передач с неподвижными осями валов. У подавляющего числа мотор-колес редукторы являются соосными, когда оси входного и выходного звена редуктора совпадают.

Редукторы с неподвижными осями делят на одно-, двух- и трехступенчатые в зависимости от числа ступеней зацепления. Планетарные редукторы в зависимости от числа планетарных рядов могут быть одно-, двух- и трехрядными.

Планетарные редукторы мотор-колес можно выполнять с одной или двумя параллельными кинематическими цепями. Выполнение редуктора с параллельными кинематическими цепями (при условии отсутствия циркулирующей мощности) способствует уменьшению веса и размеров редуктора.

С повышением числа ступеней или рядов редуктора увеличивается его передаточное число и осевой размер, но становится возможным использование быстроходных электродвигателей, обладающих меньшими габаритными размерами и удельным весом.

В зависимости от типа мотор-колеса редуктор должен обеспечивать получение одного или двух передаточных чисел, т.е. он может быть непереключаемым или переключаемым.

Анализ конструкции разработанных и выполненных мотор-колес показывает, что характерной особенностью большинства редукторов является наличие хотя бы одной ступени, выполненной с внутренним зацеплением. Шестерни с

								23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата					35

внутренним зацеплением имеют большую несущую способность и по своему конструктивному исполнению лучше отвечают условиям рациональной компоновки мотор-колеса, чем шестерни с внешним зацеплением. При одинаковом передаточном числе диаметральный размер передачи с внутренним зацеплением меньше, чем с внешним, но первая имеет несколько больший осевой размер. Выполнение редуктора с оптимальными размерами может быть достигнуто при использовании передач, сочетающих внешнее и внутреннее зацепление.

Рассмотрим особенности конструкции редукторов с неподвижными осями валов, которые применены в мотор-колесах, изображенных на рисунках 1.13, 1.14, 1.15, 1.18 и 1.19. Все эти редукторы двухступенчатые.

Зубья ведущего звена первой ступени редуктора мотор-колеса, показанного на рисунке 1.13, нарезаны непосредственно на свободном конце торсионного вала 6. С этим звеном находятся в зацеплении две диаметрально расположенные ведомые шестерни 4 первой ступени. Вторая ступень редуктора образована шестернями 5, имеющими общий вал с шестернями 4, и венечной шестерней 7, закрепленной на ободе 9 колеса монтажным кольцом 8. На разрезе мотор-колеса показана только одна из двух аналогичных систем шестерен. [3]

Передача мощности от электродвигателя к ободе колеса двумя параллельными потоками позволяет уменьшить нагрузку па зубья шестерен компенсировать радиальные силы и выполнить «плавающим» ведущее звено редуктора. Выполнение опор валов шестерен понятно из чертежа. Весь редуктор размещен внутри обода колеса.

Редуктор мотор-колеса, показанного на рисунке 1.14, вынесен за пределы обода. Конструкция редуктора обеспечивает передачу мощности тремя параллельными потоками, для чего предусмотрены три промежуточные пары шестерен, расположенные под углом 120° относительно друг друга. Момент от центральной шестерни 1 первой ступени, посаженной на торсионный вал, передается на ведомые шестерни 2 первой ступени, далее на ведущие шестерни 3 второй ступени, имеющие общий вал с шестернями 2, и на венечную шестерню 4. Обод 5 колеса имеет шлицы для установки «плавающей» венечной шестерни. Размещение редуктора вне обода колеса позволило увеличить диаметральный размер первой ступени и несколько повысить общее передаточное число редуктора.

Конструкция редуктора мотор-колеса, показанного на рисунке 1.15, аналогична рассмотренной. Центральная ведущая шестерня, установленная на шлицах вала электродвигателя, имеет «плавающую» посадку. Редуктор, показанный на рисунке 1.19, несоосный, имеет шестерни только с внешним зацеплением, и передача момента электродвигателя на обод колеса осуществляется через фрикционную муфту без разветвления на параллельные потоки.

В двухскоростном мотор-колесе, приведенном на рисунке 1.18, двухступенчатая передача с двумя внешними зацеплениями использована в качестве понижающей нерегулируемой передачи редуктора. Солнечная шестерня 9 планетарного ряда, соединенная с валом электродвигателя 17 торсионным валом

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		36

10, зацепляется с сателлитами 12, которые связаны с коронной шестерней 6. С водила 7 планетарного ряда мощность тремя параллельными потоками передается на двухступенчатую передачу. Мощность поступает через шестерню 4 и промежуточные шестерни 15 к шестерням 14, которые установлены на валу 13. На одном конце вала есть шлицы для установки дисков 5 тормозных механизмов, а на другом нарезаны зубья, входящие в зацепление с шестерней 16, соединенной со ступицей колеса.

Двухступенчатые редукторы с передачей мощности тремя параллельными потоками нашли широкое применение в мотор-колесах, причем для более нагруженной второй ступени часто используется внутреннее зацепление. К числу положительных качеств таких редукторов относится достаточно высокий КПД, простота изготовления шестерен, имеющих прямой зуб с эвольвентным зацеплением, и надежность в эксплуатации.

Вместе с тем использование равномерно расположенных по окружности двухвенечных промежуточных шестерен требует высокой точности взаимного расположения зубьев на обоих их венцах. Условия сборки в этом случае несколько ограничивают выбор передаточных чисел. Однако основным недостатком двухступенчатых редукторов это то, что целесообразная величина их передаточного числа $i_p < 25$. При осуществлении большего передаточного числа диаметральный размер редуктора сильно увеличивается; это делает более приемлемым повышение числа ступеней до трех, что позволяет довести передаточное число до $i_p < 35$. Но трехступенчатые редукторы имеют худший КПД, чем двухступенчатые, а недостатки двухвенечных промежуточных шестерен в этом случае сказываются особенно заметно.

Трехступенчатый редуктор с передачей мощности тремя параллельными потоками имеет мотор-колесо, изображенное на рисунке 1.8. Здесь центральная шестерня первой ступени соединена с валом электродвигателя посредством зубчатой муфты. От шестерни момент передается на первую промежуточную двухвенечную шестерню, а затем на вторую двухвенечную шестерню (на разрезе не показана). Ведущая шестерня третьей ступени находится в зацеплении с ведомой венечной шестерней третьей ступени, запрессованной в ступицу колеса.

Недостатки двух- и трехступенчатых редукторов с неподвижными осями валов, затрудняющие компоновку редуктора с относительно большим передаточным числом в ограниченном монтажном объеме внутри обода колеса, приводят к необходимости использования передач с большей нагрузочной способностью, чем рассмотренные. К таким передачам относятся планетарные передачи некоторых типов.

Редуктор мотор-колеса, показанного на рисунке 1.9, состоит из двух рядов, причем первый ряд имеет вращающиеся, а второй – остановленное водило. Момент от электродвигателя передается на солнечную шестерню 5 первого ряда и через сателлиты 4 на коронную шестерню 8. С центральной шестерней 12 второго ряда зацепляются промежуточные шестерни 2, которые, в свою очередь, связаны с венечной шестерней 10. Для установки промежуточных шестерен 2 служат специальные приливы опорного цилиндра 11. Центральная шестерня 12 второго

									Лист
									37
Изм.	Лист	№ док-м.	Подпись	Дата					

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

ряда соединена с водилом 7 первого ряда, а коронная 8 и венечная 10 шестерни соединены со ступицей 9 колеса.

Особенностью конструкции редуктора этого мотор-колеса является расположение второго ряда шестерен между подшипниками колеса, что позволило применить опорные подшипники относительно небольшого диаметра.

В мотор-колесе, изображенном на рисунке 1.11, редуктор выполнен из двух планетарных рядов, соединенных последовательно. Передаточное число двухрядного редуктора $i_p < 36$. Редукторы подобного типа используют в широком диапазоне мощности при достаточно высоких значениях КПД. Они просты в изготовлении и надежны в эксплуатации.

Редуктор мотор-колеса, показанного на рисунке 1.11, интересен также тем, что некоторые его неподвижные детали выполняют ряд дополнительных функций. Так, корпус 3 первого ряда редуктора, неподвижно закрепленный на корпусе 5 электродвигателя, выполняет функции коронной шестерни первого ряда и вместе с тем используется для монтажа опорных подшипников 9 колеса. Втулка 2, установленная на корпусе 3, служит непосредственной опорой наружного подшипника и используется для крепления коронной шестерни 1 второго ряда.

Корпус 12 второго ряда редуктора выполняет функции ступицы колеса и используется для монтажа и фиксации наружных обойм подшипников колеса. Диски сдвоенных колес крепятся к фланцу корпуса 12 редуктора шпильками 11, используемыми для крепления тормозного барабана 7, который опирается на фланец корпуса 12.

Солнечная шестерня 8 первого ряда редуктора устанавливается на шлицах торсионного вала. Водилом 13 первого ряда служит втулка с внутренними шлицами, необходимыми для установки хвостовика солнечной шестерни 14 второго ряда. Функции водила второго ряда выполняет крышка корпуса редуктора, соединенная болтами с корпусом 12. Весьма рациональная конструкция редуктора и его небольшой диаметральный размер обеспечивают простоту монтажа мотор-колеса и допускают размещение колесного колодочного тормоза.

В двухскоростных мотор-колесах применение планетарных передач позволяет поочередным затормаживанием двух выбранных звеньев разных рядов изменять передаточное число редуктора. Так выполнен редуктор мотор-колеса, изображенного на рисунке 1.10. На первой передаче редуктор передает мощность по двум параллельным кинематическим цепям, причем обеспечивается весьма рациональное использование элементов передачи, лучшее, чем у планетарных редукторов, имеющих последовательное соединение рядов. Благодаря разветвлению передаваемой мощности по двум параллельным кинематическим цепям размеры и вес деталей, а следовательно, и редуктора в целом уменьшаются.

Редуктор этого мотор-колеса (рисунок 1.21) состоит из трёх планетарных рядов. С внешней стороны мотор-колеса редуктор ограничен крышкой 4, выполняющей функции водила третьего ряда, на которой установлены сателлиты 5 третьего ряда. С внутренней стороны редуктор ограничен задней крышкой 24.

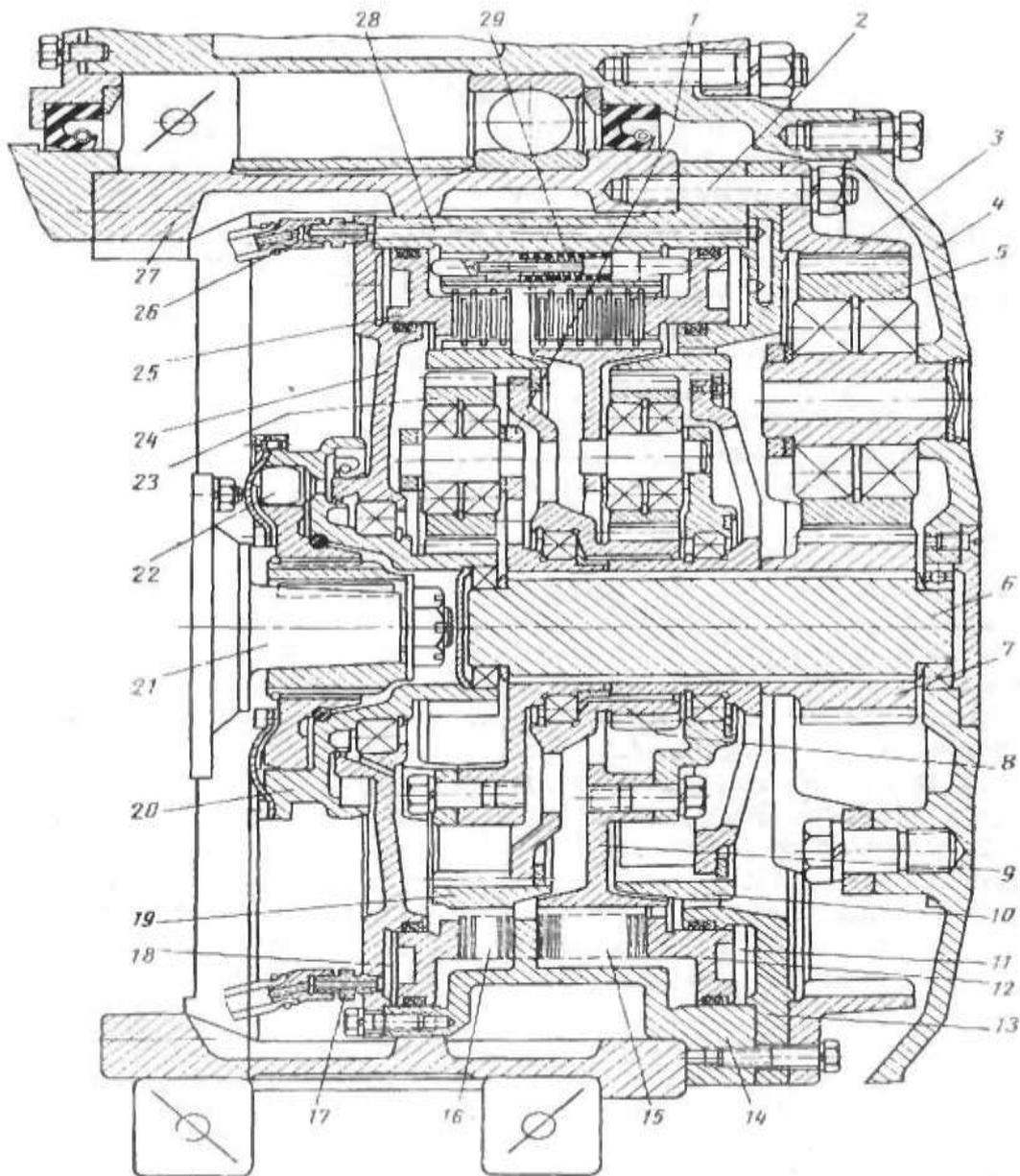


Рисунок 1.21 – Редуктор двухскоростного мотор-колеса:

1 – водило первого ряда; 2 – шпилька; 3 – коронная шестерня третьего ряда; 4 – крышка-водило третьего ряда; 5 – сателлиты третьего ряда; 6 – промежуточный вал; 7 – солнечная шестерня третьего ряда; 8 – солнечная шестерня второго ряда; 9 – водило второго ряда; 10 – коронная шестерня второго ряда; 11 – тормозной цилиндр второго ряда; 12 – кольцевой поршень первого ряда; 13 – монтажный диск; 14 – корпус редуктора; 15 – тормозные диски второго ряда; 16 – тормозные диски первого ряда; 17 – штуцер цилиндра первого ряда; 18 – тормозной цилиндр первого ряда; 19 – коронная шестерня первого ряда; 20 – солнечная шестерня первого ряда; 21 – вал электродвигателя; 22 – роликовая муфта; 23 – сателлиты первого ряда; 24 – задняя крышка редуктора; 25 – кольцевой поршень второго ряда; 26 – штуцер цилиндра второго ряда; 27 – опорный стакан; 28 – воздушный канал; 29 – пружинные толкатели.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

39

Коронная шестерня 3 третьего ряда, монтажный диск 13 и корпус 14 редуктора жестко закреплены на опорном стакане 27 шпильками 2.

Вал 21 электродвигателя соединен с солнечной шестерней 20 первого ряда через роликовую муфту 22. Шестерня 20 через сателлиты первого ряда 23 связана с коронной шестерней 19 первого ряда, которая соединена с солнечной шестерней 8 второго ряда. Водило первого ряда соединено промежуточным валом 6 со ступицей коронной шестерни 10 второго ряда, а шестерня 10 зацеплена через сателлиты 5 с солнечной шестерней первого ряда. Солнечная шестерня 7 третьего ряда, сцепленная с сателлитами 5 третьего ряда, установлена на шлицах промежуточного вала. Тормозными звеньями редуктора являются коронная шестерня первого ряда, которая тормозными дисками 16 может быть заблокирована с корпусом 14 редуктора, и водило 9 второго ряда, которое затормаживается дисками 15.

Работа на первой передаче осуществляется при заторможенном водиле второго ряда и расторможенной коронной шестерне первого ряда. Для включения второй передачи следует затормозить коронную шестерню и растормозить водило.

В конструкции рассматриваемого мотор-колеса отметим также следующие элементы: тормозные цилиндры 18 первого и 11 второго ряда, кольцевые поршни 12 первого и 25 второго ряда, штуцеры цилиндра 17 первого и 26 второго ряда, воздушный канал 28 и пружинные толкатели 29.

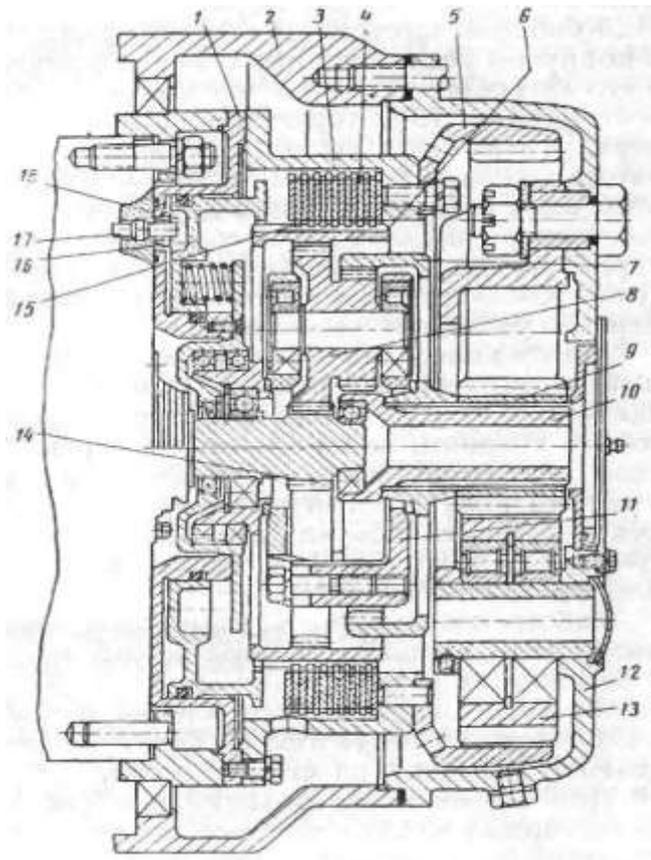


Рисунок 1.22 – Редуктор мотор-колеса периодического действия

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист 40
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		

Следующий редуктор мотор-колеса образован из планетарных передач двух типов: передачи ЗК и простого планетарного ряда. Поперечный разрез такого редуктора показан на рисунке 1.22. Внутренняя полость редуктора образована кольцевым цилиндром 1, крышкой 12 и частью ступицы 2 колеса.

Солнечная шестерня 14 выполнена как одно целое с торсионным валом. Она сцеплена с коронной шестерней 7 двухвенечными сателлитами 8, установленными на водиле 11. Шестерня 7 жестко связана с солнечной шестерней 9 шлицевыми зубьями вала 10. Сателлиты 13 установлены на крышке 12, выполняющей функции водила, которое закреплено на ступице колеса. Коронная шестерня 5 закреплена на корпусе 3 редуктора.

Коронная шестерня 6 первого ряда может быть заблокирована с корпусом редуктора при помощи фрикционного тормоза, состоящего из подвижных 15 и неподвижных 4 дисков, а также кольцевого поршня 16 и тормозного цилиндра 18 со штуцером 17. Для передачи момента от электродвигателя на ступицу шестерня 6 затормаживается. В этом случае момент с солнечной шестерни первого ряда передается через двухвенечные сателлиты на коронную шестерню 7 и далее через солнечную шестерню и сателлит планетарного ряда на крышку-водило, связанную со ступицей колеса. Для отсоединения электродвигателя от колеса коронная шестерня первого ряда растормаживается.

Работоспособность и эксплуатационные свойства редуктора мотор-колеса зависят не только от принятого типа передачи, но и от точности изготовления его деталей, а также способов компенсации погрешностей изготовления и монтажа, предусмотренных в конструкции редуктора и обеспечивающих равномерное распределение нагрузки на его элементы.

Для снижения требований к обработке и упрощения сборки планетарных редукторов мотор-колес, а также для обеспечения равномерного распределения нагрузок между звеньями редукторов одно из основных звеньев (солнечную или коронную шестерню) выполняют «плавающим». При этом шестерню жестко не фиксируют в подшипниках. В многорядных редукторах мотор-колес «плавающими» целесообразно выполнять общие звенья рядов, ограничив их осевые перемещения. В ряду нежелательно иметь более одного «плавающего» звена. Если в качестве такого звена выбрана солнечная или центральная шестерня (рис. 1.11, 1.13, 1.14), то механизм, обеспечивающий её самоустановку, получается минимальным по весу, поскольку эти шестерни передают меньший крутящий момент, чем другие звенья редуктора.

Механизмом самоустановки может служить торсионный вал, что позволяет избежать увеличения осевого размера редуктора. «Плавающим» получается входное звено редуктора, благодаря чему улучшаются условия работы сочленения электродвигателя с редуктором.

Если по конструктивным соображениям трудно выполнить «плавающей» солнечную шестерню, то «плавающей» выполняют коронную или венечную шестерню, как это имеет место в редукторах мотор-колес, приведенных на рисунках 1.15 и 1.18. В качестве «плавающего» звена можно принять и водило, но для этого требуется относительно большой и тяжелый механизм самоустановки,

						<i>23.05.01.2018.866.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
							<i>41</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			

что приводит к увеличению осевого размера мотор-колеса. Однако в таком случае механизм самоустановки будет подвержен незначительным динамическим нагрузкам, поскольку водило имеет малые угловые скорости.

Необходимой подвижности звеньев редуктора мотор-колеса достигают установкой их только, на одном подшипнике, что также несколько сокращает осевой размер звена. Уменьшению осевого размера редуктора отвечает также и расположение подшипников внутри его шестерен, в частности внутри сателлитов.

Следует также отметить, что планетарные передачи можно выполнять с относительно небольшим модулем. Это делает редуктор менее шумным и снижает затраты на его изготовление.

Смазка редукторов мотор-колес происходит разбрызгиванием. Необходимый уровень масла зависит от конструкции редуктора. Чтобы не было избыточного давления в корпусе редуктора, устанавливают сапун, связывающий полость редуктора с атмосферой. [3]

1.5 Разработка кинематической схемы мотор-редуктора

На основании ранее проведённых исследований структурную схему проектируемого мотор-редуктора представим в виде рисунка 1.23 (за аналог возьмём перспективную разработку мотор-колеса 415 НИЛД).

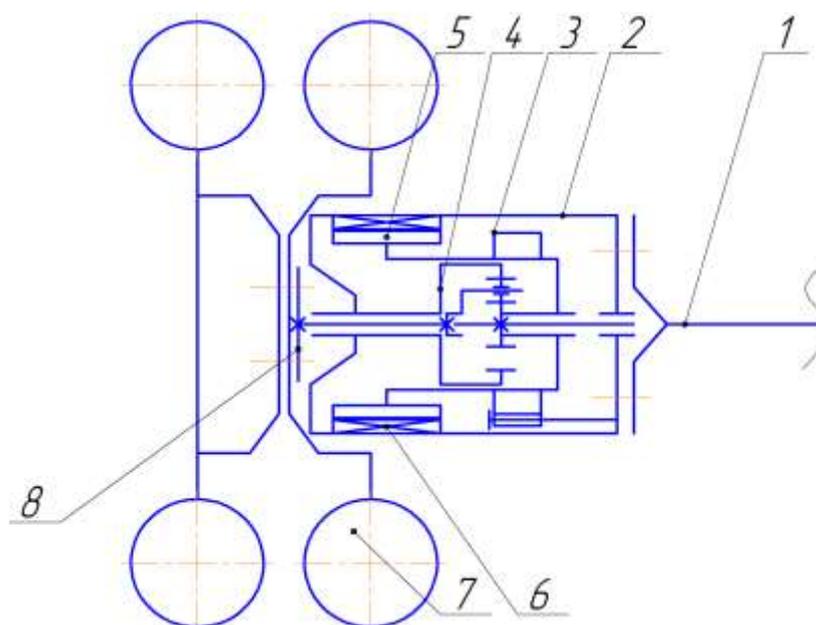


Рисунок 1.23 – Кинематическая схема разрабатываемого мотор-редуктора:

1 – балка заднего моста; 2 – корпус мотор-редуктора; 3 – ленточный тормоз; 4 – редуктор одноступенчатый; 5 – ротор электродвигателя; 6 – статор электродвигателя; 7 – колёса; 8 – ступица колеса

Предлагаемая конструкция достаточно проста и практична. Так что берем за основу её.

При подаче напряжения на статор 6 возникает магнитное поле, которое начинает вращать ротор 5. При вращении ротора начинает работать редуктор 4, ведущие колёса 7 получают возможность вращаться.

Выводы по разделу один

Развитие современного автомобилестроения связано с решением ряда задач.

Автомобиль, ставший массовым средством транспорта, является одновременно главным источником экологического загрязнения окружающей среды, что приводит к необходимости принятия мер по снижению токсичности и объема выброса в атмосферу отработавших газов.

Расширение масштаба открытых разработок, строительства магистральных газопроводов и соответствующее увеличение грузоподъемности большегрузных автомобилей сопровождаются трудностями передачи мощности от теплового двигателя к ведущим колесам.

Решение отмеченных задач требует применения нового подхода к выполнению современных автомобильных передач с рассмотрением вопросов технического и экологического характера, одним из направлений которого является разработка и внедрение систем тягового электрического привода.

В данном разделе отображена история возникновения развития мотор-колеса в СССР, а затем и в России, отображены важные технические характеристики, сделан анализ типов существующих мотор-колес и редукторов. [10]

Гибридные автомобили берут все лучшее от обоих моторов: ДВС и электрического. Достоинство первого – в удобном энергоносителе, жидком топливе, а второго – в выдающихся моментных характеристиках. В отличие от ДВС, электромотор не нужно заводить и «раскручивать». Он может «стоять и ждать» не потребляя энергии. Но как только дали ток, сразу получили максимальную тягу на колесах. Электродвигатель эффективнее двигателя внутреннего сгорания в режиме частых стартов и стопов (т.е. при езде в городском цикле). Двигатель внутреннего сгорания, наоборот, более эффективен на постоянных, оптимальных для данного двигателя оборотах. В гибриде оба двигателя работают друг на друга. ДВС крутит генератор и питает энергией электромотор. Тот, в свою очередь, позволяет ДВС работать без резких разгонных нагрузок, в наиболее благоприятных режимах. Практически все современные гибриды имеют систему рекуперации или, по-русски, «возврата энергии». Суть ее в том, что при торможении или при движении машины накатом, электродвигатели начинают крутиться от колес и работать как генераторы, заряжая батарею. Отсюда – меньший износ, экологичность и экономичность (особенно в городском цикле.)

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

2 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ МОТОР-РЕДУКТОРА ДЛЯ АВТОМОБИЛЯ КАТЕГОРИИ М₂

2.1 Выбор базового автомобиля и привязка разрабатываемой конструкции

Фургон ГАЗ-2705 созданный чуть позже цельнометаллических газелей «Комби», также пользовался большим спросом у покупателей, их популярность была predetermined еще до серийного производства. Все двигатели у моделей агрегируют только 5–ступенчатой полностью синхронизированной коробкой передач, которая в свое время была разработана на базе 4–ступенчатой от «Волги». ГАЗ-2705 также как и «Комби» прошла рестайлинг по передней части. В ходе рестайлинга изменилась решетка радиатора, бампер и фары.

Цельнометаллический фургон ГАЗ-2705 приобрел обновленный бампер и решетку радиатора после небольшого рестайлинга. На базе этой модели разработано большое количество модификаций, которые позволяют водителям выбрать подходящий вариант. Фургоны ГАЗ-2705 выпускаются с двухрядной семиместной комфортабельной кабиной, отгороженной от грузового отсека глухой стенкой.

Техническая характеристика автомобиля категории М₂ [21]:

- 1) общее описание транспортного средства – автомобиль цельнометаллический;
- 2) колёсная формула – 4 x 2;
- 3) количество мест в кабине – 3 чел.;
- 4) масса снаряжённого автомобиля – 1850,0 кг;
- 5) полная масса автомобиля – 3500 кг;
- 6) грузоподъёмность – 1500 кг;
- 7) минимальный радиус поворота по оси следа переднего внешнего колеса – 5,50 м;
- 8) шины – 175 r16;
- 9) сцепление – однодисковое, сухое с гидравлическим приводом (с изменением трансмиссии сцепление и кпп могут быть демонтированы);
- 10) коробка переключения передач – механическая пятиступенчатая (с изменением трансмиссии сцепление и кпп могут быть демонтированы);
- 11) главная передача – одинарная, гипоидная (до модернизации – после модернизации устанавливаем по одному мотор-колесу на каждую сторону задней оси);
- 12) подвеска: – передних колёс – зависимая рессорная;
– задних колёс – зависимая рессорная;
- 13) рулевое управление с гидроусилителем – рулевой механизм типа «винт-шариковая гайка» с встроенным гидроусилителем. рулевая колонка с двухшарнирным рулевым валом и компенсатором, с механизмом регулировки положения рулевого колеса;
- 14) тормозная система рабочая – передние и задние тормозные механизмы – дисковые. привод пневматический, двухконтурный, с абс (до модернизации,

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

после модернизации – задние тормозные механизмы ленточные с пневматическим приводом);

15) тормозная система запасная – каждый контур рабочей тормозной системы;

16) тормозная система стояночная – тормозной привод – пневматический на заднюю ось, действует от ручного крана, снабжен сигнализатором на щитке приборов, тормозные механизмы – с пневматическим цилиндром с пружинными аккумуляторами;

17) габаритные размеры – 5500 x 2380 x 2200 мм.

общий вид проектируемого автомобиля категории m_2 можно представить в виде рисунка 2.1.

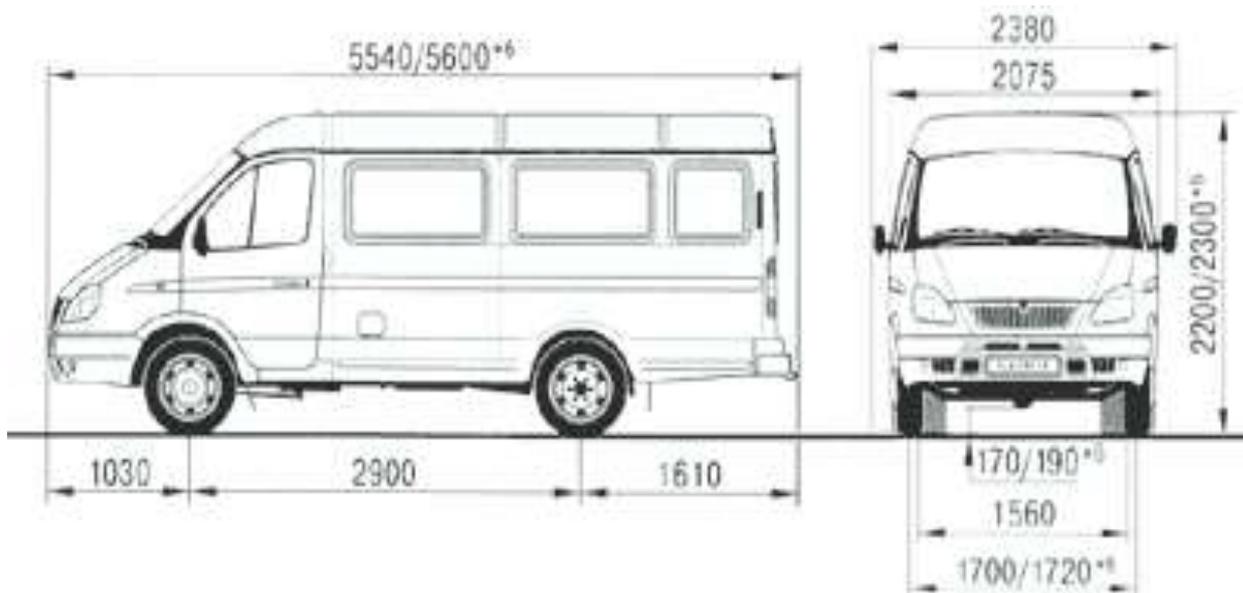


Рисунок 2.1 – Вид общий автомобиля Газель Комби 2705

При установке мотор-колёс на заднюю ось автомобиля, автомобиль становится гибридным.

Гибридных автомобилей на сегодняшний день очень много. [22]

2.2 Устройство гибридных автомобилей

Существует три основные схемы устройства гибридных силовых установок: последовательная, параллельная и смешанная. Последовательная гибридная схема появилась первой (её придумал в 1899 году сам Фердинанд Порше), но в легковых автомобилях распространена меньше (рисунок 2.2). По ней, например, построены силовые агрегаты карьерных самосвалов, некоторых автобусов и локомотивов. В последовательной схеме колёса приводит в движение электромотор, а малолитражный ДВС крутит генератор, вырабатывающий электроэнергию. Тут отсутствует необходимость в коробке передач и мощном двигателе внутреннего сгорания. Зато требуются аккумуляторы большой ёмкости. [19]

—▶ Механическая энергия ---▶ Электрическая энергия

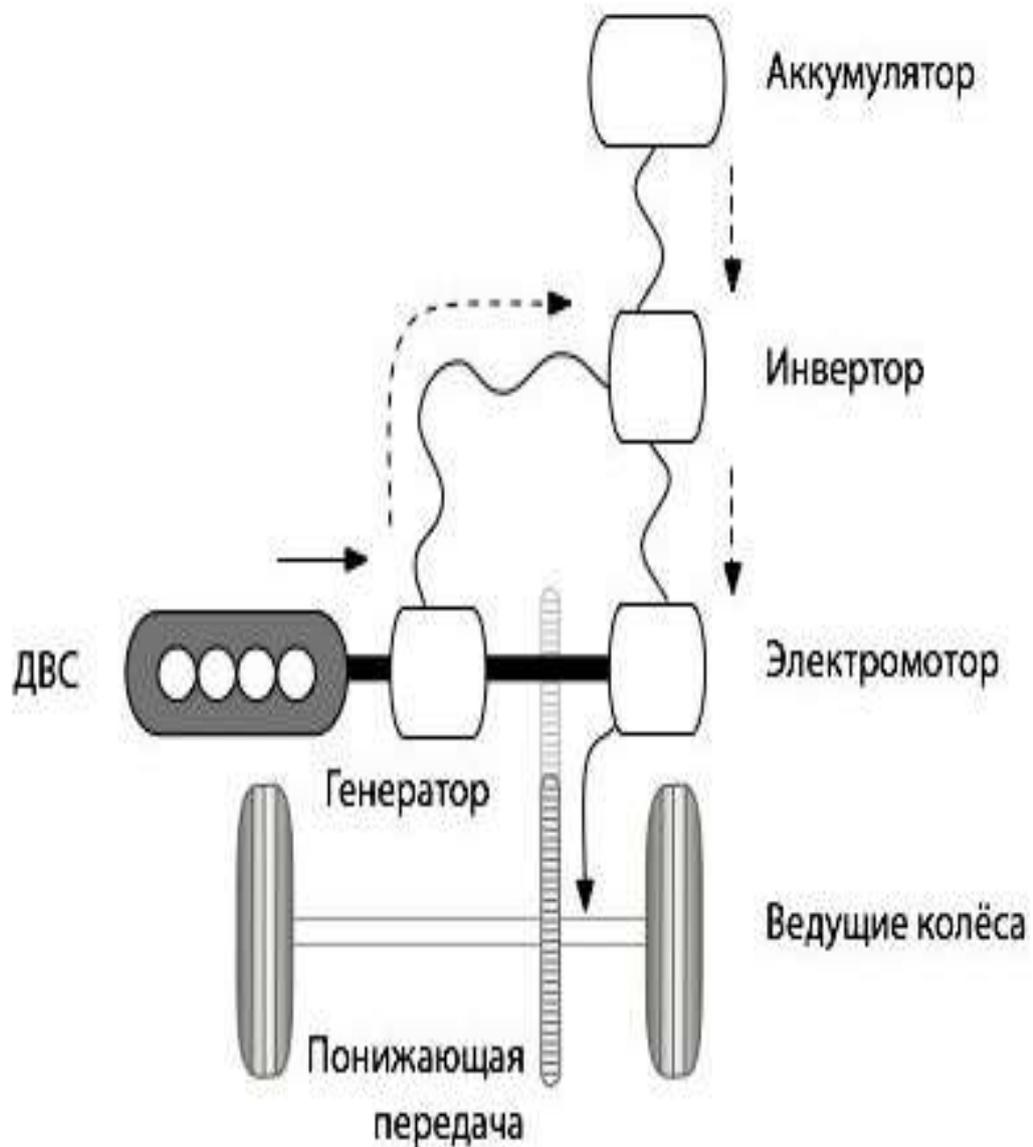


Рисунок 2.2 – Последовательная гибридная схема

Самая распространённая сейчас схема – параллельная (рисунок 2.3). Она запатентована ещё в 1905 году немцем Генри Питером. Ей отвечают почти все умеренные гибриды. Они оснащаются мощным электромотором (10...15 кВт), который помогает двигателю внутреннего сгорания при разгоне, а при торможении запасает рекуперативную энергию. В качестве трансмиссии, как правило, используются вариатор или планетарная передача.

→ Механическая энергия ---▶ Электрическая энергия

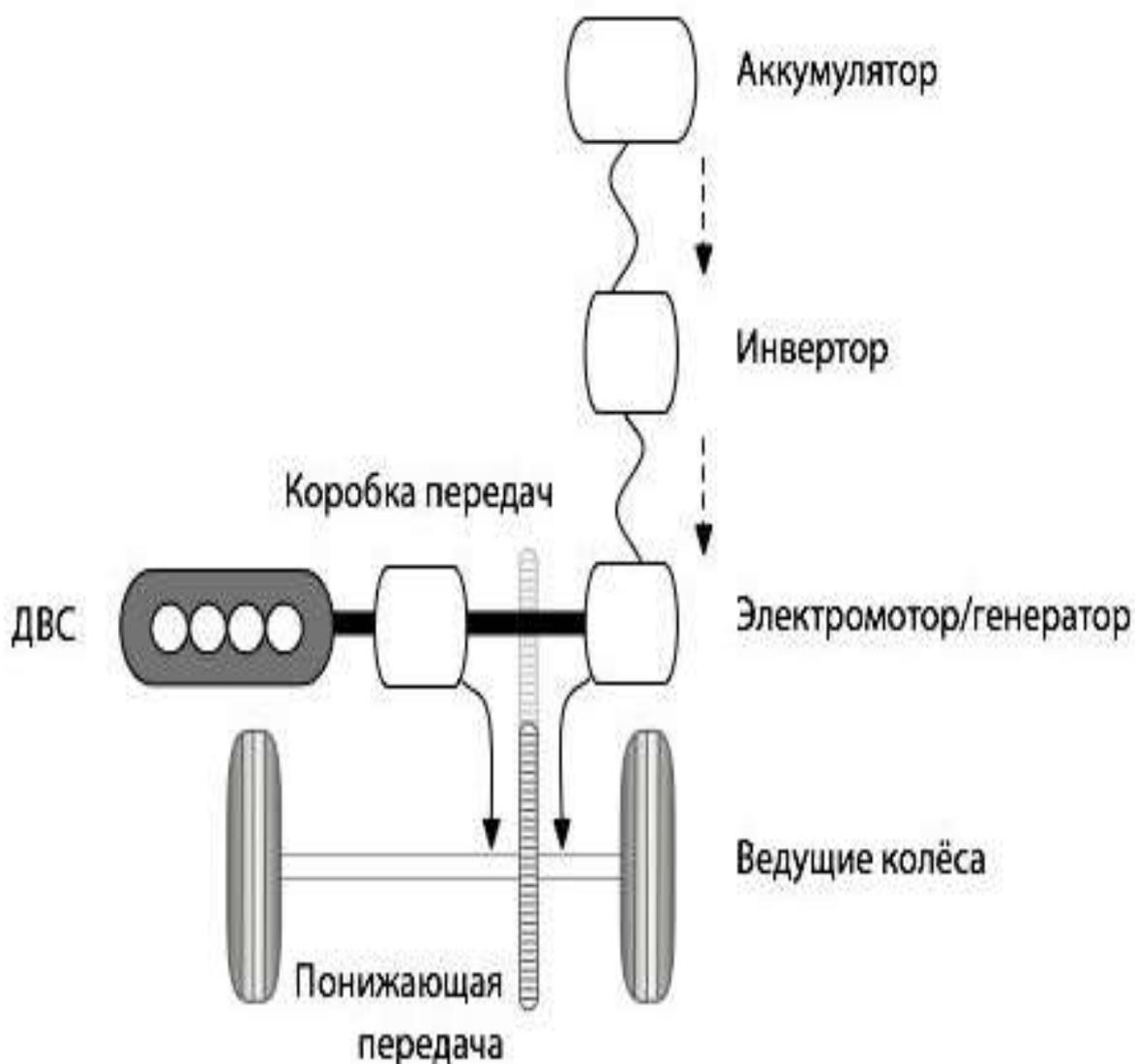


Рисунок 2.3 – Параллельная гибридная схема

Распространены также смешанные, или, как их ещё называют, последовательно–параллельные гибриды. Классические представители этого семейства – хэтчбек Toyota Prius и Лексусы с индексом h, оснащённые фирменным «синергическим» приводом HSD (Hybrid Synergy Drive). Благодаря планетарной передаче и возникает синергия – взаимодействие двигателя внутреннего сгорания и электромотора (рисунок 2.4). Тут ДВС крутит колёса в паре с электромотором, одновременно вращая генератор. В традиционной коробке передач нет необходимости: электроника регулирует обороты моторов и генератора, превращая такую систему в бесступенчатую трансмиссию ECVT.

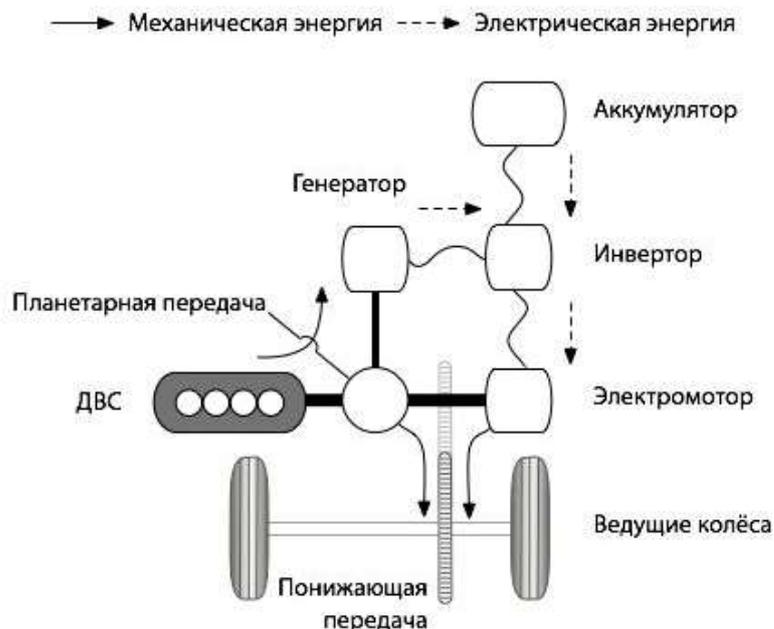


Рисунок 2.4 – Последовательно–параллельная гибридная схема

Большинство двигателей, установленных на гибридах, – бензиновые. Многие работают по циклу Аткинсона с более коротким тактом сжатия и более эффективным рабочим процессом. Это обеспечивает лучшие экологические и экономические показатели.

Как уже говорилось ранее, на грузовых автомобилях чаще всего используют последовательную гибридную схему.

Далее разработаем собственную структурную схему трансмиссии с мотор-колёсами вместо заднего моста и карданной передачи с коробкой. [24]

2.3 Разработка схемы трансмиссии автомобиля ГАЗ-2705

Как уже говорилось ранее, схема последовательная, гибридная (рисунок 2.5).

Схема достаточно проста и практична. В имеющейся штатной схеме полностью исключаем задний мост (устанавливаем вместо заднего моста балку 8 с мотор-редукторами и колёсами 9), карданную передачу, КПП и сцепление. На ДВС 1 устанавливаем мощный генератор 2, который в свою очередь будет заряжать аккумуляторные батареи 7 через инвертор 6, либо так же через инвертор давать электрический ток на мотор-редукторы 9. Мотор-редукторы 9 с переменной частотой вращения могут вращать колёса. Всем процессом управляет электронный блок управления 5 через инвертор 6. При нажатии на педаль 4, имитирующую педаль газа блок управления 5 посылает необходимые сигналы на инвертор 6 и нужная сила тока поступает на мотор-редукторы 9. [24]

На штатном автомобиле устанавливается двигатель SF3.8s3154, дизельный, 4–тактный, с турбонаддувом, охлаждением наддувочного воздуха, жидкостного охлаждения, цилиндры расположены в ряд. Как уже говорилось ранее сцепление, КПП, карданную передачу и всю конструкцию заднего моста полностью

исключаем. На имеющуюся заднюю подвеску устанавливаем вместо заднего моста балку 8 с расположенными по концам мотор–редукторами с колёсами 9. [19]

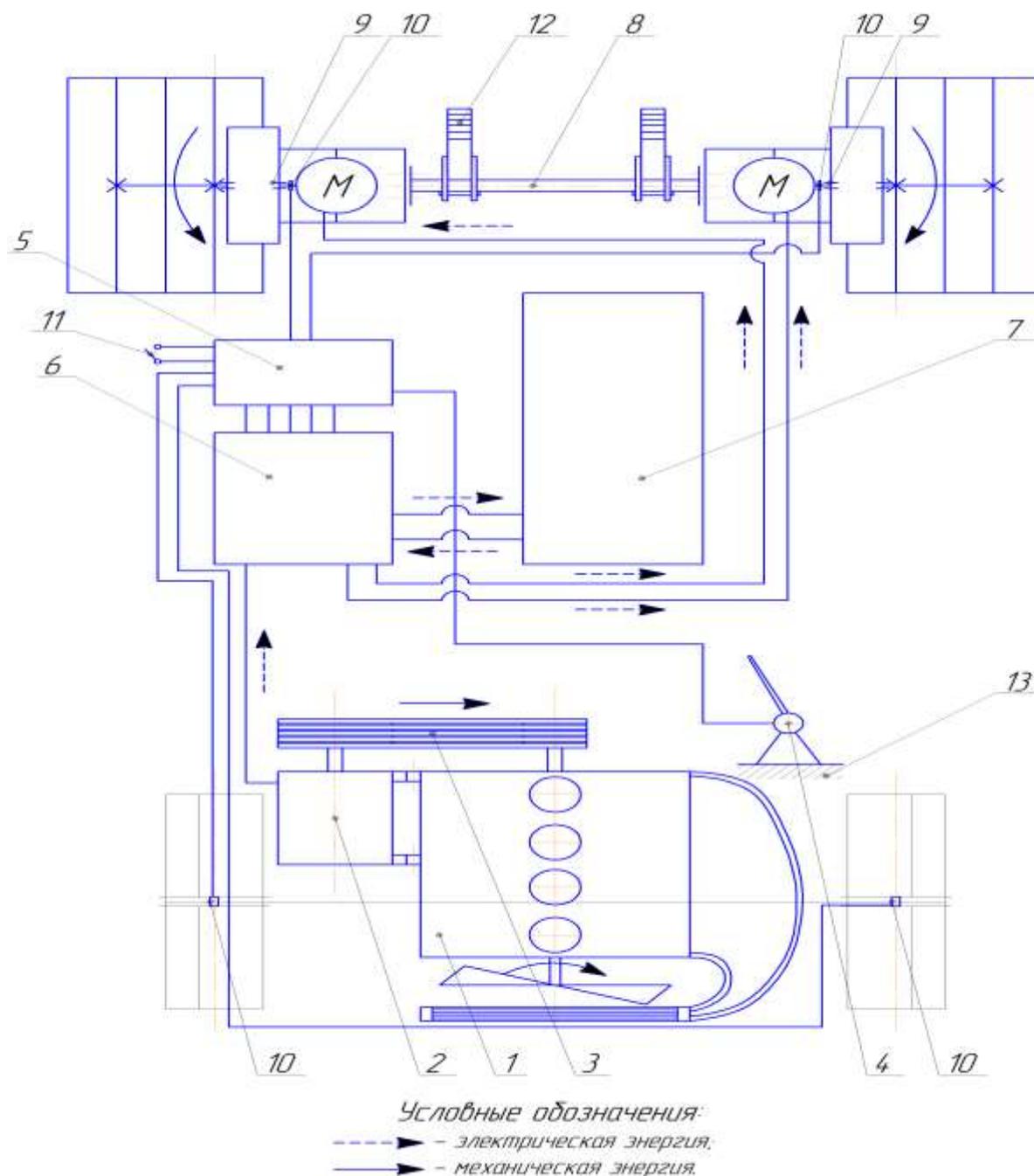


Рисунок 2.5 – Структурная схема разрабатываемой трансмиссии:
 1 – ДВС; 2 – генератор; 3 – клиноременная передача; 4 – педаль имитации газа; 5 – блок управления; 6 – инвертор; 7 – блок аккумуляторных батарей; 8 – балка заднего моста; 9 – мотор-редуктор (мотор-колесо); 10 – датчики частоты вращения колёс; 11 – кнопка включения режима имитации блокировки межосевого дифференциала; 12 – подвеска заднего моста; 13 – кузов автомобиля

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

49

Датчики частот вращения колёс необходимы для того чтобы правильно имитировалась работа заднего дифференциала.

Для принудительной блокировки задних колёс (имитация блокировки межосевого дифференциала) нами предложена кнопка 11. При нажатии этой кнопки мотор редукторы начинают работать синхронно.

На сегодняшний день в России основным поставщиком и разработчиком мотор-колёс является компания «Центр исследования силовых и энергетических установок». Она совсем недавно представила свою новую разработку мотор-колеса 415 НИЛД. Мотор-колесо 415 НИЛД предназначено для применения в качестве тягового привода перспективных гибридных грузовых автомобилей, автобусов, тягачей и вездеходов. Мотор-колесо может использоваться в двух опциях в качестве поворотного и неповоротного колеса (рисунок 2.6).

Мотор-колесо 415 НИЛД – это герметичная, маслозаполненная, глубоко интегрированная конструкция, объединяющая, функции колеса, тягового электродвигателя, планетарного редуктора и ленточного тормоза с гидроприводом. Питание осуществляется переменным электротоком от вентильного источника тока. Алгоритм управления поддерживает следующие основные режимы:

- движение вперед с регулированием мощности;
- движение назад с регулированием мощности;
- рекуперативное торможение;
- основное торможение электродвигателем;
- резервное торможение ленточным тормозом;
- движение накатом; движение вперед с заданной постоянной частотой вращения;
- движение назад с заданной постоянной частотой вращения.

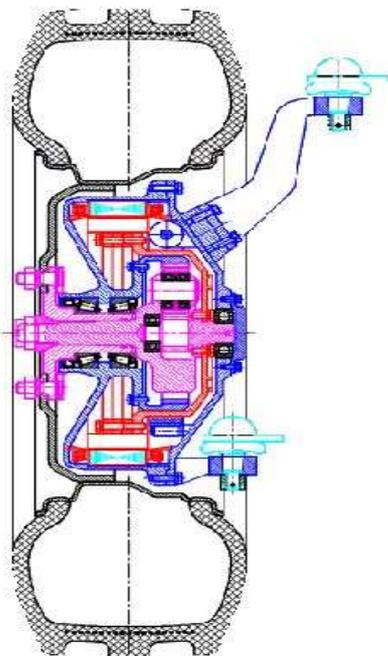


Рисунок 2.6 – Управляемое мотор-колесо 415 НИЛД

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

Задание режимов работы осуществляется альтернативно от бортового компьютера или органов управления. Номинальная мощность 30 кВт, КПД 90%, Диапазон частот вращения 0...3000 мин⁻¹, максимальный крутящий момент 2570 Нм, крутящий момент электродвигателя 500 Нм, питающее напряжение 300 В, масса 60 кг, диапазон рабочих температур от минус 50 °С до 50 °С. [20]

Выводы по разделу два

В данном разделе речь велась о выборе базового автомобиля. Рассмотрено устройство гибридных автомобилей. Разработана сема трансмиссии для автомобиля ГАЗ-2705.

При дальнейшем выполнении механизма необходимо учитывать каждый момент из второго раздела для правильного выполнения прочностных и кинематических расчетов мотор-редуктора.

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

3 ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ БАЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

3.1 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 :

$$N_e = N_H \left[A \frac{n_e}{n_H} + B \left(\frac{n_e}{n_H} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_H} \right)^3 \right], \text{ кВт}; \quad (3.1)$$

$$g_e = g_{eN} \left[A_0 - B_0 \left(\frac{n_e}{n_H} \right) + C_0 \left(\frac{n_e}{n_H} \right)^2 \right], \quad (3.2)$$

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;

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

$$g_{eN} = \frac{850}{\sqrt[3]{\varepsilon}}, \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}, \quad (3.3)$$

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

Крутящий момент двигателя определяется по формуле:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n_e}, \text{ Нм}. \quad (3.4)$$

Расход горючего находим по формуле :

$$G_T = \frac{N_e g_e}{1000}, \text{ кг/ч}. \quad (3.5)$$

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

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

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

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

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

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

Все значения N_e , g_e , M_e , G_T , полученные в результате расчетов, сведем в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – 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 на рисунке 3.1. [9]

Коэффициент полезного действия трансмиссии

Механический КПД 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-2705 производитель рекомендует шины 175 R16 С.

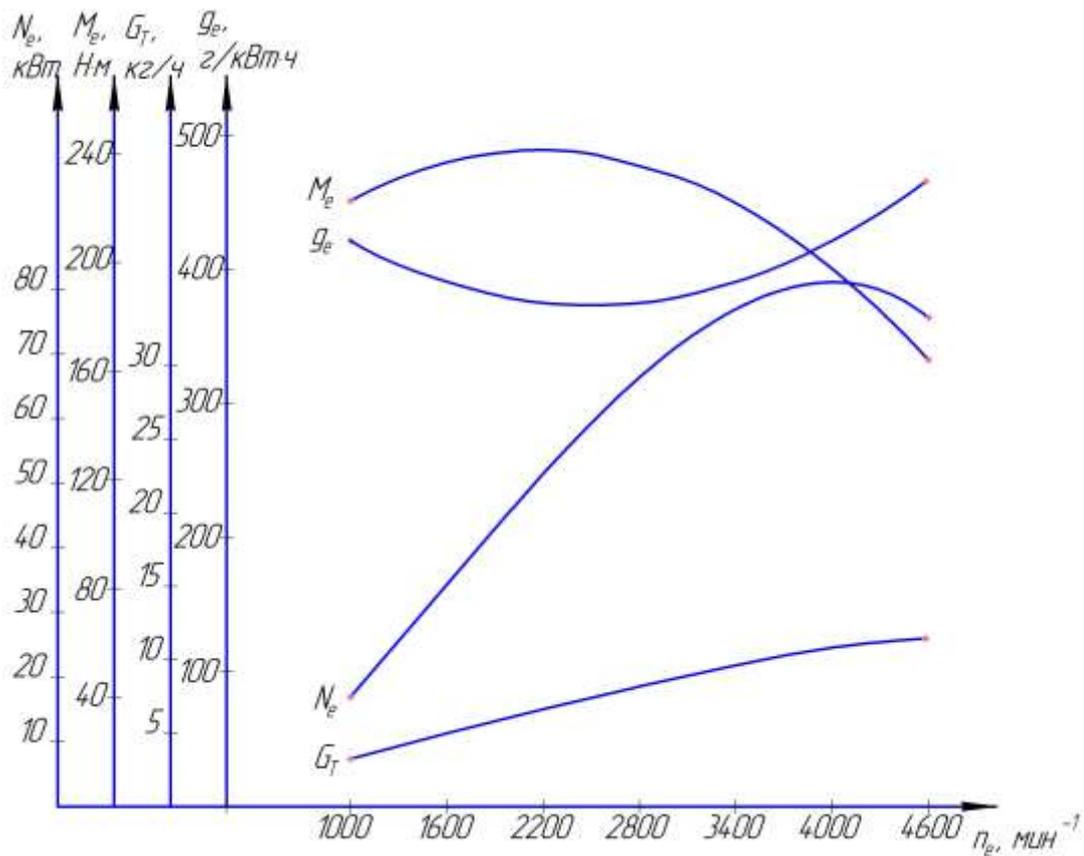


Рисунок 3.1 – Внешняя скоростная характеристика

Расчетный радиус ведущего колеса определяем по следующей формуле:

$$r = 0,5d + B(1 - \lambda_{ш}), \text{ м}, \quad (3.6)$$

где d – диаметр обода колеса, м; для нашего автомобиля имеем:

$$d = 16'' = 16 \cdot 0,0254 = 0,4064 \text{ м};$$

B – высота (ширина) профиля шины, м;

$$B = 0,175 \text{ м};$$

$\lambda_{ш}$ – коэффициент радиальной деформации шины;

$$\lambda_{ш} = 0,07.$$

$$r = 0,5 \cdot 0,4064 + 0,175 \cdot (1 - 0,07) = 0,366 \text{ м}. [9]$$

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.

ля. Так как теоретическая скорость выражается перемещением автомобиля в м/с, то :

$$V_a = n_k r, \text{ м/с}, \quad (3.7)$$

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:

$$n_k = \frac{n_e}{i_{\text{кп}} i_{\text{гп}} i_{\text{кон}}} = \frac{n_e}{i_{\text{тр}}} = \frac{\pi n}{i_{\text{тр}} \cdot 30}, \text{ мин}^{-1}, \quad (3.8)$$

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:

$$i_{\text{тр}} = i_{\text{кп}} i_{\text{гп}}, \quad (3.9)$$

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

$$i_{\text{тр}} = i_{\text{кп}} i_{\text{гп}},$$

Значения для остальных передач приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Значения $i_{\text{тр}}$

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

Следовательно, получим скорость автомобиля:

$$V_a = \frac{\pi n r}{i_{\text{тр}} \cdot 30}, \text{ м/с}. \quad (3.10)$$

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 3.3

График зависимости скорости автомобиля от частоты вращения коленчатого вала представлен на рисунке 3.2. [9]

Таблица 3.3 – Теоретические скорости автомобиля

n, мин ⁻¹	Скорости V _а , 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

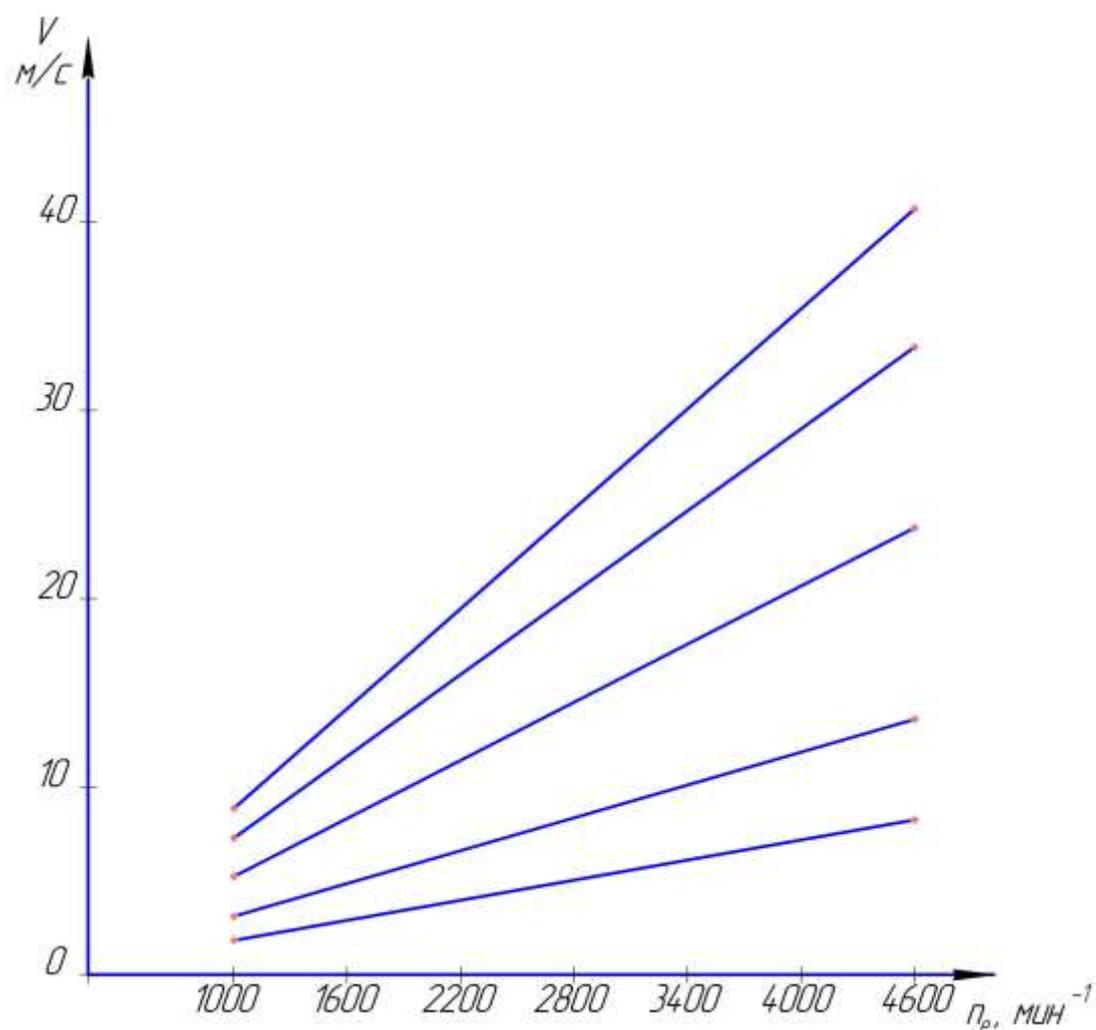


Рисунок 3.2 – Зависимость скорости автомобиля от скорости вращения коленчатого вала

3.2 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:

$$P_T = \frac{M_e i_{тр} \eta_{тр}}{r_k}, \text{ Н.} \quad (3.11)$$

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 3.4.

Таблица 3.4 – 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_k находим в общем случае при движении автомобиля по наклонной поверхности из выражения:

$$P_k = G_a f \cos \alpha, \text{ Н,} \quad (3.12)$$

где f – коэффициент сопротивления качению; $f = 0,07$;

α – угол подъема;

G_a – полный вес автомобиля:

$$G_a = G_o + 750n + G_r, \quad (3.13)$$

где G_o – вес снаряженного автомобиля, Н;

$$G_o = m_a g;$$

n – число мест в автомобиле;

$$n = 6;$$

G_r – вес перевозимого груза, кг.

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

$$P_k = 34421 \cdot 0,07 \cdot 1 = 2409 \text{ Н. [2]}$$

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:

$$P_{\Pi} = G_a f \cos \alpha, \text{ Н.} \quad (3.14)$$

Сила сопротивления дороги.

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

$$P_d = P_{\Pi} + P_k, \text{ Н.} \quad (3.15)$$

$$P_d = 0 + 2409 = 2409 \text{ Н.}$$

График этой силы представлен на рисунке 3.3

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:

$$P_{\varphi} = \varphi G_{\varphi}, \text{ Н,} \quad (3.16)$$

где φ – коэффициент сцепления,

$$\varphi = 0,5;$$

G_{φ} – сцепная сила тяжести, представляет собой нормальную реакцию грунта под ведущими элементами движителя:

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

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

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
						58
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		

Сила сопротивления воздуха.

Сопротивление воздуха складывается из лобового сопротивления и 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:

$$P_B = K_B F V_a^2 (1 + nk), \text{ Н}, \quad (3.17)$$

где K_B – коэффициент обтекаемости грузового автомобиля, зависящий от его формы и качества; примем

$$K_B = 0,6 \text{ Нс/м}^4;$$

F – 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 $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$:

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

Расчеты силы сопротивления воздуха при разных скоростях движения автомобиля приведены в таблице 3.5. График силы сопротивления воздуха представлен на рисунке 3.3. [9]

Таблица 3.5 – Сила сопротивления воздуха

n, мин ⁻¹	Сила сопротивления воздуха P_B , 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

Продолжение таблицы 3.5

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

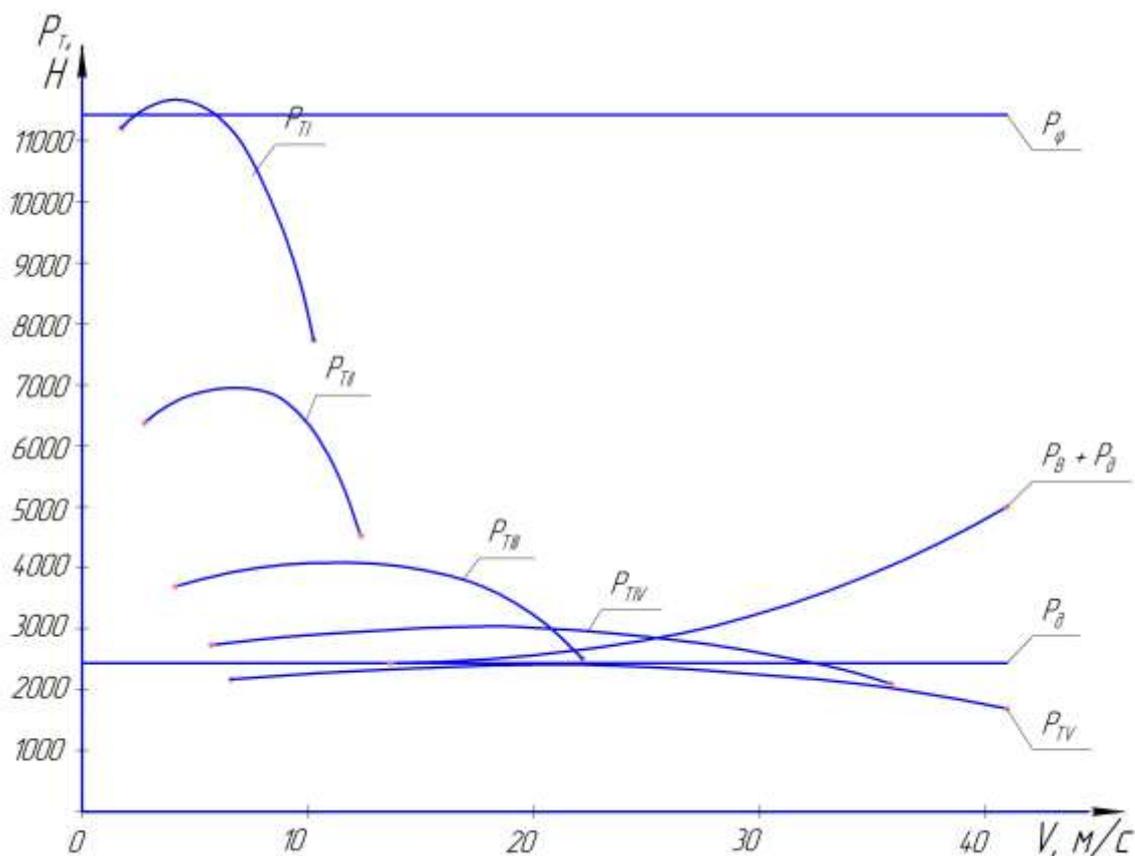


Рисунок 3.3 – Тяговая характеристика автомобиля

Сила инерции.

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

$$P_{и} = \frac{G \delta_{вр} j}{g}, \text{ Н}, \quad (3.18)$$

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

$$\delta_{вр} = 1,03 + a i_{кп}^2, \quad (3.19)$$

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

60

$$a = 0,05.$$

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 3.6.

Таблица 3.6 – 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 3.7. [3]

Таблица 3.7 – Силы инерции

$n, \text{ мин}^{-1}$	Сила инерции $P_{и}, \text{ Н}$				
	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
4600	5385	2044	-238	-1910	-3286

3.3 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_T и P_B к весу автомобиля:

$$D = \frac{P_T - P_B}{G_a} \quad (3.20)$$

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

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

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 3.8.

Таблица 3.8 – 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
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.

На этом отрезке наносим шкалу нагрузки в процентах. Масштаб шкалы μ_{D_0} , определяем по формуле:

$$\mu_{D_0} = \mu_D \frac{G_a}{G_0}, \quad (3.21)$$

где μ_L – 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). График представлен на рисунке 3.4.

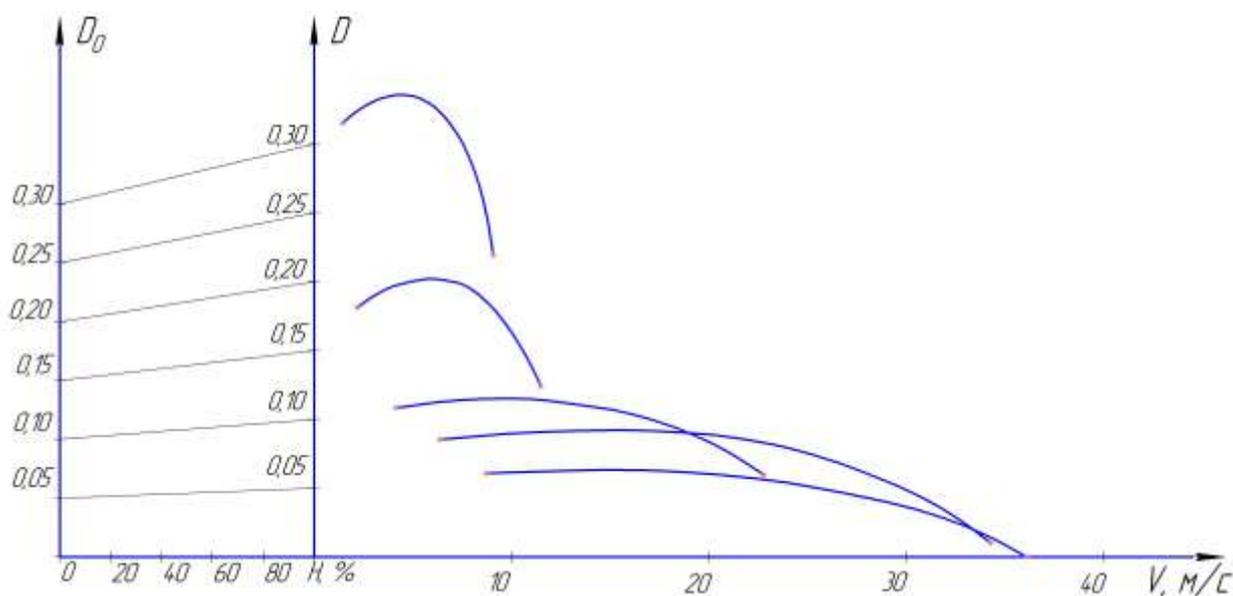


Рисунок 3.4 – Зависимость динамического фактора от скорости движения

Ускорение при разгоне.

Величину ускорения находят из уравнения:

$$j = \frac{D - \psi}{\delta_{вр}} \text{ г, м/с}^2, \quad (3.22)$$

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 3.9. График ускорений представлени на рисунке 3.5. [3]

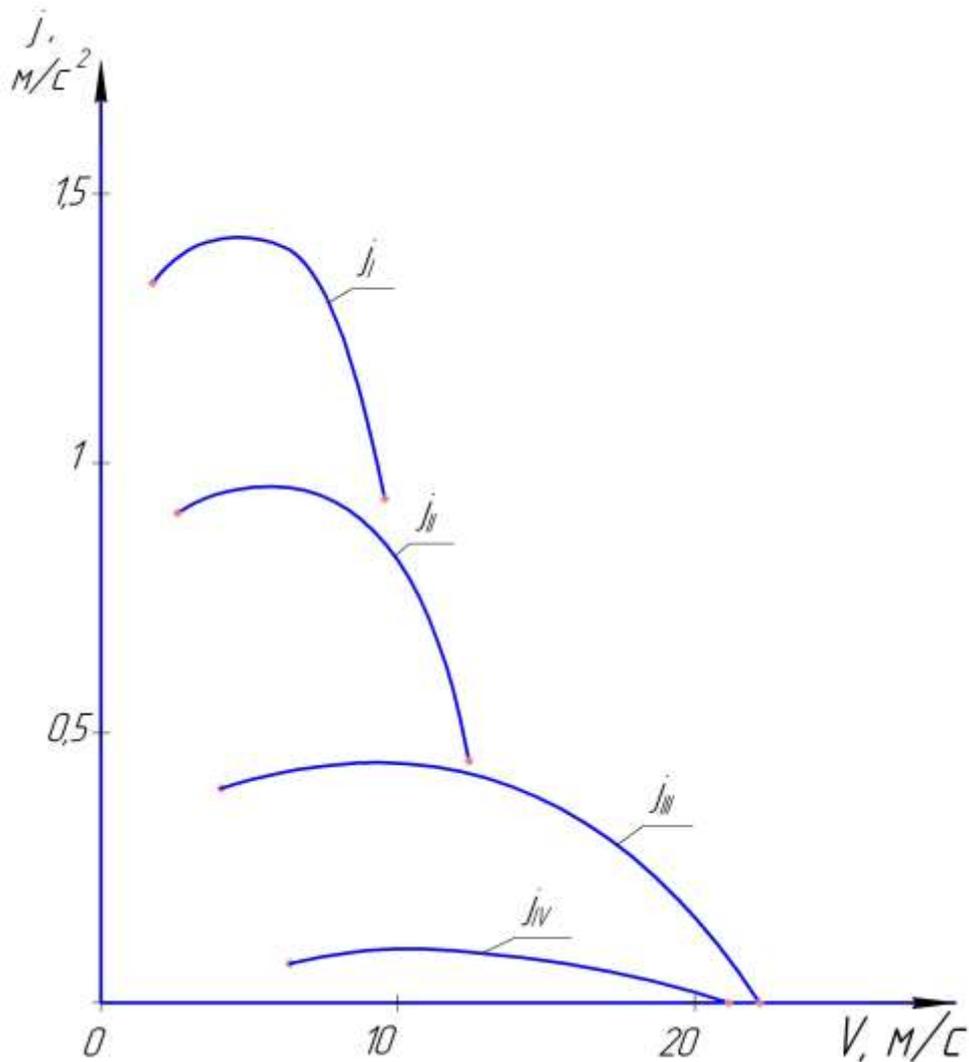


Рисунок 3.5 – График ускорений

Таблица 3.9 – 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:

$$j_{cp} = 0,5(j_1 + j_2), \quad (3.23)$$

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:

$$j_{cp} = \frac{V_2 - V_1}{\Delta t_1}, \text{ м/с}^2. \quad (3.24)$$

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

$$\Delta t_1 = \frac{V_2 - V_1}{j_{cp}}, \text{ с.} \quad (3.25)$$

Общее время разгона от минимально устойчивой скорости до конечной:

$$t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n, \text{ с.} \quad (3.26)$$

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:

$$\Delta V_n = 9,3 t_n \psi, \text{ м/с} ; \quad (3.27)$$

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

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

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

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

Графическое изображение зависимости времени разгона от скорости движения, представленную на всех передачах, называют диаграммой времени разгона автомобиля. Она представлена на рисунке 3.6. Результаты расчета сведены в таблицу 3.10. [9]

Таблица 3.10 – Зависимости времени разгона от скорости движения на передачах

1-я передача			2-я передача		
$V_2 - V_1, \text{ м/с}$	$j_{cp}, \text{ м/с}^2$	$t, \text{ с}$	$V_2 - V_1, \text{ м/с}$	$j_{cp}, \text{ м/с}^2$	$t, \text{ с}$
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		
$V_2 - V_1, \text{ м/с}$	$j_{cp}, \text{ м/с}^2$	$t, \text{ с}$	$V_2 - V_1, \text{ м/с}$	$j_{cp}, \text{ м/с}^2$	$t, \text{ с}$
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 $V_1 - V_2$:

$$V_{cp} = 0,5(V_1 + V_2), \text{ м/с} . \quad (3.28)$$

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

$$\Delta S_1 = V_{cp} \Delta t_1 = \frac{V_{cp}' \Delta V_1}{j_{cp}'}; \quad (3.29)$$

общий путь разгона:

$$S = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n, \text{ с.} \quad (3.30)$$

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:

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

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

Путь, проходимый за время переключения передач:

$$S_n = (V_n - 4,73 t_n \Psi) t_n, \text{ м,} \quad (3.31)$$

где V_n – скорость в момент начала переключения передач.

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

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

Графическое изображение зависимости пути разгона от скорости движения, представленное на всех передачах, называют диаграммой пути разгона автомобиля. График пути разгона представлен на рисунке 3.7. [3]

Результаты расчета сведены в таблицу 3.11.

Таблица 3.11 – Путь разгона автомобиля

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 3.11

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	-	-	-

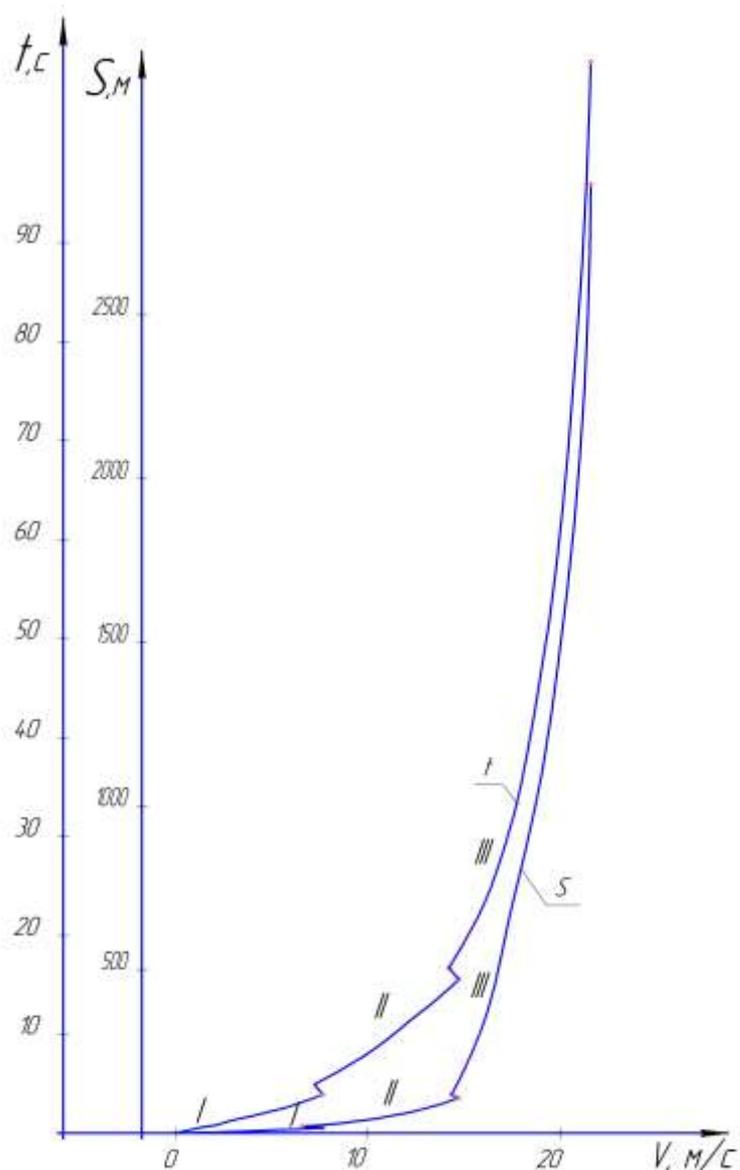


Рисунок 3.7 – График зависимости времени и пути от скорости автомобиля

Топливная экономичность. Расход топлива вычислим по формуле:

$$q_T = \frac{100 G_T}{3,6 V_{II}}, \frac{\text{кг}}{100\text{км}} \quad (3.32)$$

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 3.12. График представлен на рисунке 3.8. [3]

Таблица 3.12 – Значения расхода топлива

$V_n, \text{ м/с}$ 1-я передача	$q_T, \text{ кг/100км}$	$V_n, \text{ м/с}$ 2-я передача	$q_T, \text{ кг/100км}$	$V_n, \text{ м/с}$ 3-я передача	$q_T, \text{ кг/100км}$	$V_n, \text{ м/с}$ 4-я передача	$q_T, \text{ кг/100км}$	$V_n, \text{ м/с}$ 5-я передача	$q_T, \text{ кг/100км}$
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

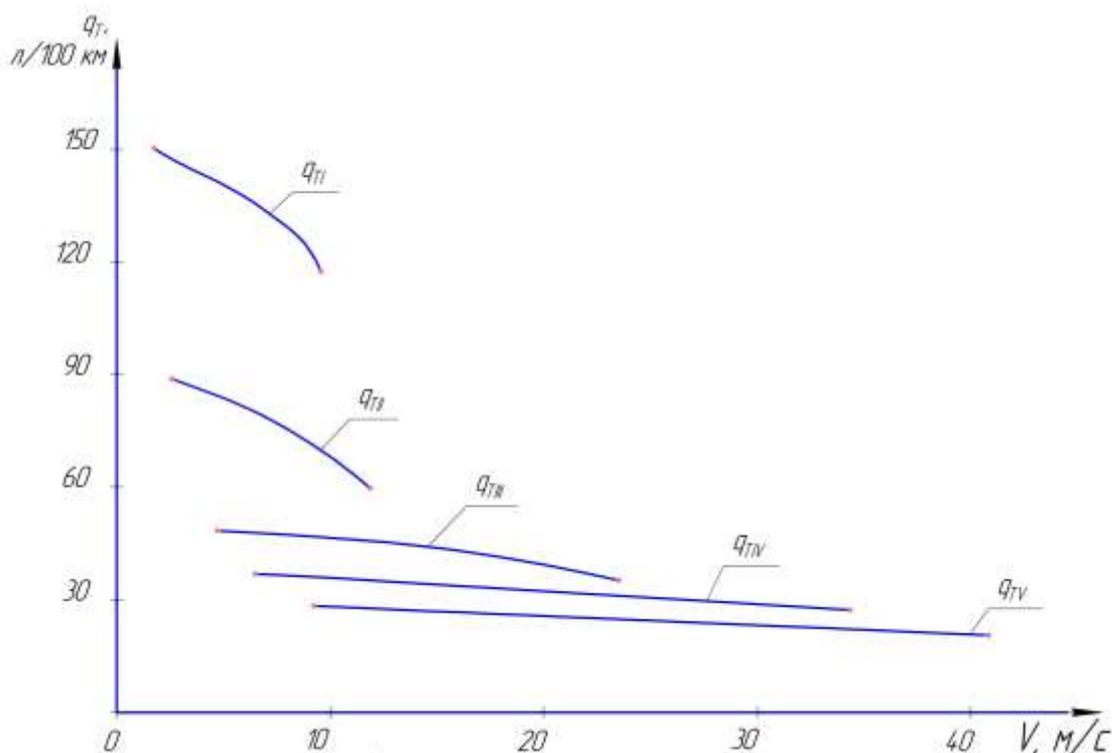


Рисунок 3.8 – Характеристика топливной экономичности

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

69

Выводы по разделу три

В разделе три был произведен тяговый расчет базового автомобиля ГАЗ-2705. Рассмотрены силы, влияющие на движение автомобиля. Проанализированы динамические характеристики автомобиля. Рассчитана характеристика топливной экономичности. Построены графики.

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4 ПРОЧНОСТНЫЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

4.1 Кинематические расчеты мотор-редуктора

Для модернизации ранее нами был выбран серийный автомобиль категории М₂ – ГАЗ-2705. На автомобиле установлен двигатель ЗМЗ-4063. Мощность двигателя – 87,5 кВт. Максимальная возможная скорость при полной массе 3500,0 до модернизации трансмиссии – 41,977 м/с.

На стадии проектирования предполагаем, что КПД трансмиссии до модернизации составлял 0,85, тогда на одно колесо приходилось бы:

$$N_{\text{к}} = \frac{N_{\text{дв}} \eta_{\text{тр.}}}{2}, \text{ кВт} \quad (4.1)$$

$$N_{\text{к}} = \frac{87,50 \cdot 0,85}{2} = 37,19 \text{ кВт}.$$

Итак, глядя на структурную схему разрабатываемой конструкции (рисунок 2.7), можно заключить, что на ступице колеса должна быть мощность не менее 40,0 кВт.

Далее рассмотрим частоту вращения колеса:

$$\omega = 2\pi n, \quad (4.2)$$

где n – частота вращения приводного колеса, мин⁻¹.

$$\omega = \frac{V}{r}, \quad (4.3)$$

где V – максимальная линейная скорость движения автомобиля,

$$V = 151,0 \text{ км/ч} = 151,0/3,6 = 41,977 \text{ м/с};$$

r – радиус колеса,

$$r = 0,38 \text{ м}.$$

$$\omega = 2\pi n = \frac{V}{r} \Rightarrow n = \frac{V}{r2\pi}, \quad (4.4)$$

тогда:

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

$$n = \frac{41,977 \cdot 60}{0,38 \cdot 2 \cdot 3,14} = 663,51 \text{ мин}^{-1}$$

n – это максимально-возможная частота вращения колёс.

Тогда крутящий момент на ступице колеса можно сосчитать по выражению:

$$M_e = 9554 \frac{N_{en}}{n_i}, \quad (4.5)$$

тогда M_e при максимальной скорости будет равно:

$$M_{e_{\max v}} = 9554 \cdot \frac{40,0}{663,51} = 575,97 \text{ Нм.}$$

При минимальной скорости движения, данная величина будет значительно выше. Ну скажем при движении автомобиля со скоростью $5 \text{ км/ч} = 1,39 \text{ м/с}$, частота вращения составит:

$$n = \frac{1,39 \cdot 60}{0,38 \cdot 2 \cdot 3,14} = 34,95 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда крутящий момент на ступице колеса составит (при условии, что мощность на модельном автомобиле меняется в зависимости от частоты вращения ДВС):

$$M_{e_{\min v}} = 9554 \cdot \frac{10,0}{34,95} = 2732,47 \text{ Нм.}$$

Далее в последующих расчётах необходимо задаться исходными данными, итак: $N_K = 40,0 \text{ кВт}$ при максимальной скорости движения $95,0 \text{ км/ч} = 26,39 \text{ м/с}$; $n_{K_{\max}} = 663,51 \text{ мин}^{-1}$; $r_K = 0,38 \text{ м}$; $M_{e_{\max v}} = 575,97 \text{ Нм}$. Мощность электродвигателя так же изменяется при изменении частоты вращения ротора от нуля до $40,0 \text{ кВт}$

Далее необходимо определиться с передаточными числами редуктора и частотой вращения ротора мотор-редуктора.

Электродвигатель в проектируемом мотор-редукторе может изменять свою частоту от нуля до величины, рассчитанной ниже. [8]

За аналог конструкции была взята ранее конструкция мотор-редуктора (мотор-колеса) 415 НИЛД. В данной конструкции следующие передаточные числа: $U_{\text{Быстр.п}} = 1,60$; $U_{\text{Тих.п}} = 2,60$. Проведем расчет конструкции с данными передаточными числами и проверим, подходят ли они нам:

						23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
							72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

$$n_{\text{Э}_{\max}} = n_{\text{К}_{\max}} U_{\text{Быстр.п}} U_{\text{Тих.п}}, \text{ мин}^{-1}; \quad (4.6)$$

$$n_{\text{Э}_{\max}} = 663,51 \cdot 1,60 \cdot 2,60 = 2760,20 \text{ мин}^{-1}.$$

Таким образом нам необходима конструкция электродвигателя: номинальная мощность 40,0 кВт, КПД 90%, диапазон частот вращения 0...3000 мин⁻¹, максимальный крутящий момент 2750,0 Нм, крутящий момент электродвигателя:

$$M_{\text{Эл.}} = 9554 \cdot \frac{(0...40,0) \cdot 0,90}{0...3000} = 114,65 \text{ Нм},$$

питающее напряжение 300 В, масса конструкции 75,0 кг, диапазон рабочих температур от -50⁰С до +50⁰С.

Все последующие расчёты, для упрощения поведём по максимальной частоте вращения электродвигателя 3000,0 мин⁻¹, тогда:

$$n_{\text{Э}_{\max}} = n_1 = 3000,0 \text{ мин}^{-1}; \quad (4.7)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{Быстр.п}}} = \frac{3000,0}{1,60} = 1875,0 \text{ мин}^{-1}; \quad (4.8)$$

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{\text{Тих.п}}} = \frac{1875,0}{2,60} = 721,15 \text{ мин}^{-1}.$$

Сосчитаем мощность:

$$N_1 = 40,0 \cdot 0,90 = 36,0 \text{ кВт}; \quad (4.9)$$

$$N_2 = 36,0 \cdot 0,97 = 34,92 \text{ кВт};$$

$$N_3 = 34,92 \cdot 0,97 = 33,87 \text{ кВт}.$$

Крутящие моменты на валах:

$$M_{\text{e1}} = 9554 \cdot \frac{36,0}{3000,0} = 114,65 \text{ Нм}; \quad (4.10)$$

$$M_{\text{e2}} = 9554 \cdot \frac{34,92}{1875,0} = 177,83 \text{ Нм};$$

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

$$M_{\text{эз}} = 9554 \cdot \frac{33,87}{721,15} = 448,71 \text{ Нм. [1]}$$

Результаты вычислений сводим в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты вычислений

Валы	Мощности на валах, кВт	Частоты вращения валов, мин ⁻¹	Крутящие моменты на валах, Нм	Передаточные числа передач
I	36,0	3000,0	114,65	U _{Быстр.п} = 1,60 U _{Тих.п} = 2,60
II	34,92	1875,0	177,83	
III	33,87	721,15	448,71	

Все последующие расчёты ведутся на основании таблицы 4.1.

4.2 Тягово-динамический расчет проектируемого автомобиля

Внешняя скоростная характеристика электродвигателя.

В настоящее время на автомобилях всё чаще используется электродвигатель в качестве тяговой установки. По сравнению с двигателями внутреннего сгорания, электродвигатель имеет ряд преимуществ по тягово-скоростным характеристикам, а именно:

- максимальный крутящий момент развивается со стартовых оборотов;
- максимальные обороты выше чем у большинства ДВС;
- понятие номинальной мощности электродвигателя отличается от понятия номинальной мощности ДВС.

Номинальной мощностью ДВС называют мощность, соответствующую высшей точке его характеристики, т.е. максимальную мощность, которую вообще может развить данный двигатель. Поэтому автомобильный ДВС подбирается по максимальной мощности, требующейся для заданных условий движения. Электродвигатель может развивать максимальный момент и максимальную мощность, который далеко выходят за пределы его номинального режима. Различают:

- продолжительную мощность;
- кратковременную (30–минутную, часовую и т.п., и т.д.);
- мощность, предельную при коротких перегрузках (на несколько минут, секунд); ограничивается коммутацией и механической прочностью.

Исходя из этого можно заключить, что коэффициент перегрузки по моменту значительно больше чем у ДВС.

Данные, полученные по формулам (4.9) и (4.10) занесем в таблицу 4.2. Полученная внешняя скоростная характеристика электродвигателя представлена на рисунке 4.1. [9]

Таблица 4.2

М, Нм	127,3	137,7	149,8	164,3	181,9	203,8	229,6	270,4	323,3	530	0
п, МИН-1	3000	2775	2550	2325	2100	1875	1664	1413	1182	721	0
Ne, кВт	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	0

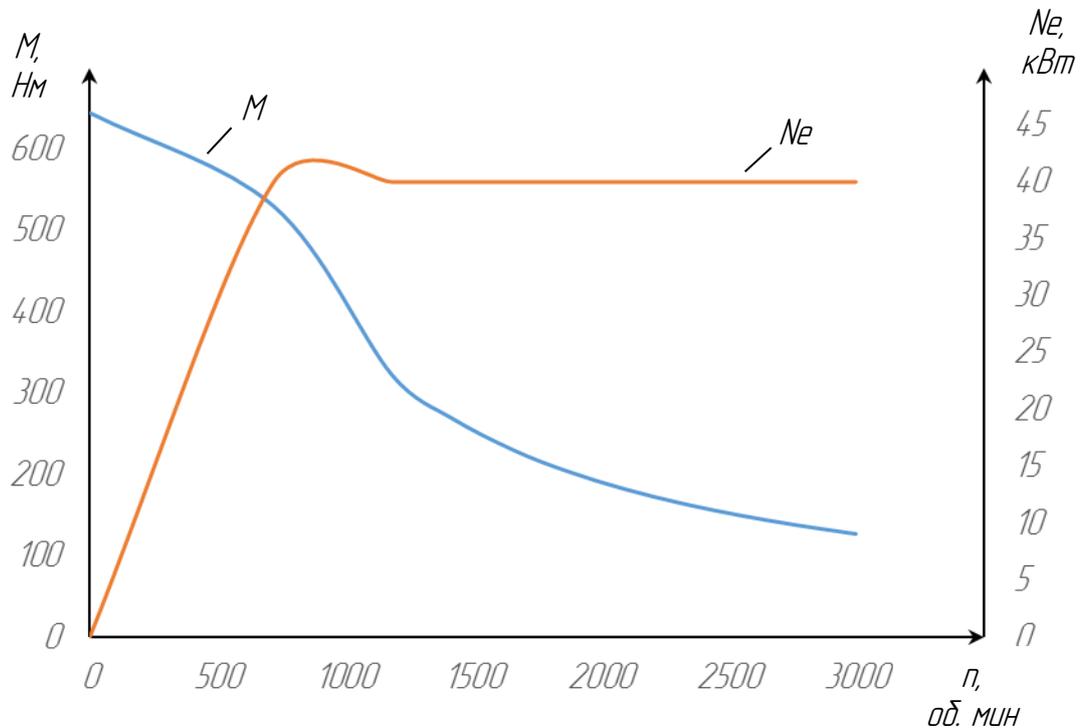


Рисунок 4.1 – Внешняя скоростная характеристика электродвигателя

Тяговая и динамическая характеристика автомобиля.

Тяговая и динамическая характеристика представляют собой графики зависимостей $P_k = f(V)$ и $D = f(V)$ на всех передачах, а также $P_w = f(V)$; $P_\psi = f(V)$; $\psi = f(V)$ на горизонтальной дороге, которые рассчитываются:

а) сила тяги на колесе

$$P_k = \frac{M_m i_{тр} \eta_{тр}}{r_d}, \quad (4.11)$$

где P_k – сила тяги на колесе, Н;

$i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии при наличии коробки передач, дополнительной коробки и главной передачи,

$$i_{тр} = i_k i_d i_0;$$

$\eta_{\text{ТР}}$ – КПД трансмиссии;

M_m – текущее значение крутящего момента, Н·м;

r_d – радиус качения колеса ($r_d \approx r_k$ при движении без пробуксовывания), м.

б) скорость движения:

$$V = 0,376 \frac{r_k n_m}{i_{\text{тр}}}, \quad (4.12)$$

где V – скорость движения, км/ч;

n_m – текущее значение числа оборотов вала двигателя, об/мин.

в) сила сопротивления дороги:

$$P_{\Psi} = \Psi G_a, \quad (4.13)$$

где P_{Ψ} – сила сопротивления дороги, Н;

G_a – полный вес автомобиля, Н;

Ψ – коэффициент сопротивления дороги:

$$\Psi = f = f_0 (1 + k_1 V^2) \text{ при } \alpha = 0,$$

где f_0 – табличное значение коэффициента сопротивления дороги;

$$f_0 = 0,007 - 0,015;$$

V – текущая скорость движения, км/ч;

$$k_1 = (4 \dots 5) 10^{-5}.$$

г) сила сопротивления воздуха:

$$P_w = \frac{k F V^2}{13} (1 + k_3 \Pi), \quad (4.14)$$

где P_w – сила сопротивления воздуха, Н;

V – текущая скорость движения, км/ч;

Π – количество прицепов или полуприцепов, $\Pi = 0$;

k_3 – коэффициент, учитывающий влияние прицепа или полуприцепа на сопротивление воздуха;

						23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			76

$$k_3 = 0,4 \dots 0,5$$

kF – фактор обтекаемости, $H \cdot c^2/m^2$;

$$kF = 0,6 \dots 0,7;$$

Динамический фактор:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a}, \quad (4.15)$$

где D – динамический фактор;

P_k – сила тяги на колесе, H ;

P_w – сила сопротивления воздуха, H ;

G_a – полный вес автомобиля, H .

Угол подъема, который преодолевает автомобиль на каждой передаче при разных значениях равномерной скорости и заданном коэффициенте сопротивления качению определяется по уравнению:

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{D - f \sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2} \right). \quad (4.16)$$

Вычисленные значения внесем в таблицу 4.3. [3]

Таблица 4.3

n , об/мин	V , м/с	V , км/ч	P_k , H	P_w , H	D	ψ	α , °	P_ψ , H
0	0,00	0,00	6615	0	0,413	0,014	0,426	224,322
721	14,25	51,30	6432,23	9,631	0,403	0,014	0,415	226,184
1182	20,89	75,20	6317,33	17,454	0,393	0,014	0,404	228,727
1413	24,33	87,60	5765,91	23,158	0,45	0,014	0,356	229,563
1664	26,11	94,00	5053,86	27,272	0,314	0,014	0,319	231,204
1875	28,06	101,00	4658	33,159	0,296	0,014	0,298	232,896
2100	31,33	112,80	4211,55	39,271	0,26	0,015	0,263	234,233
2325	34,17	123,00	3823,12	47,265	0,24	0,015	0,244	236,089
2550	36,56	131,60	3609,9	53,452	0,222	0,015	0,224	237,811
2775	39,44	142,00	3336,18	60,205	0,201	0,015	0,206	239,629
3000	41,78	150,40	3158,66	69,815	0,193	0,015	0,194	241,941

Строим графики зависимостей $P_k=f(V)$; $P_w=f(V)$; $\psi=f(V)$ и $D=f(V)$ (рисунок 4.2 и рисунок 4.3).

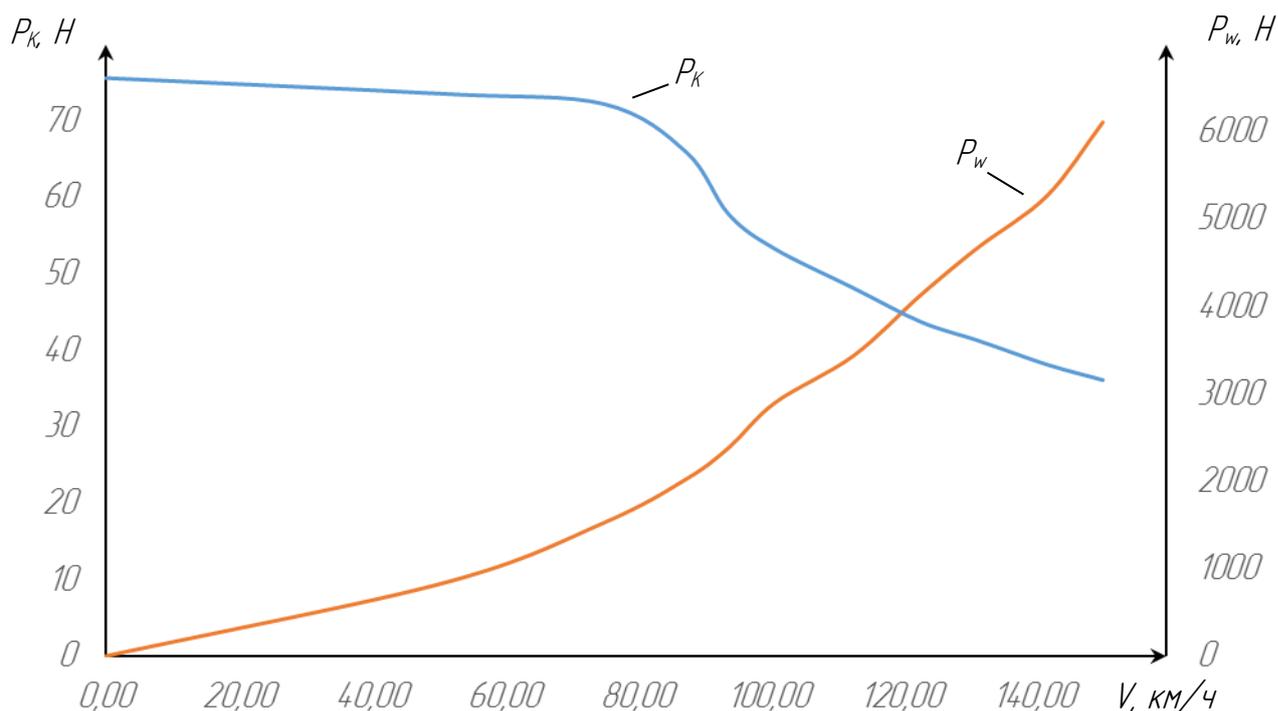


Рисунок 4.2 – Тяговый баланс автомобиля

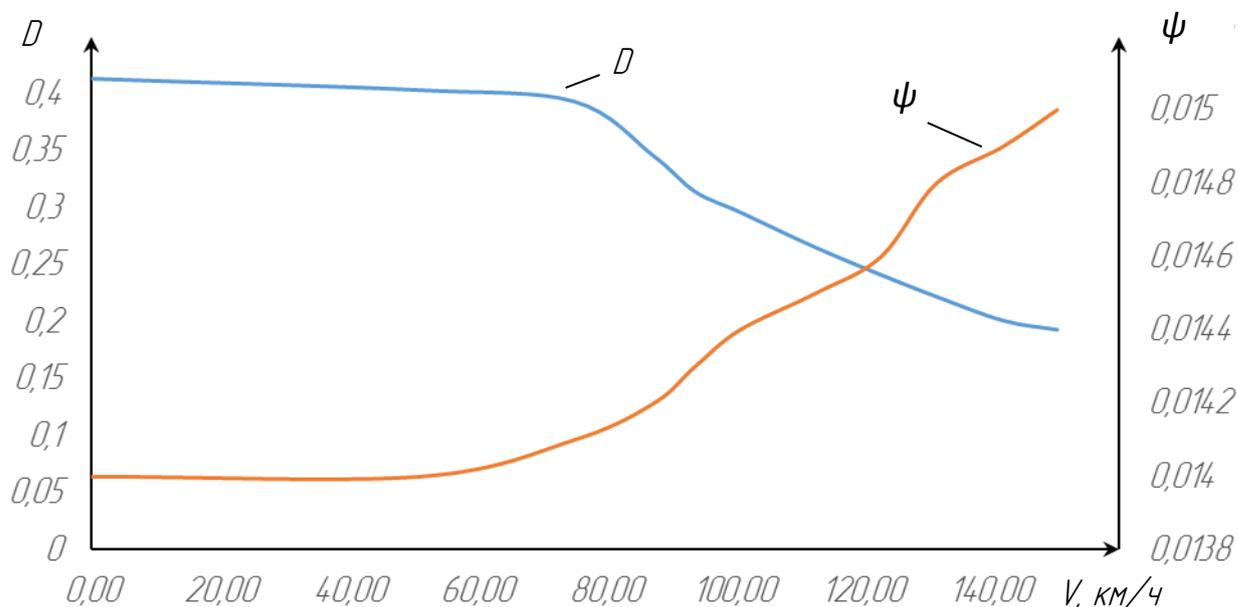


Рисунок 4.3 – Динамический баланс автомобиля

Ускорение автомобиля.

Время равномерного движения автомобиля обычно мало по сравнению с общим временем его работы. Например, в городах оно составляет 15...25% времени

движения, от 30 до 45% – ускоренное движение и 30...40% – движение накатом и торможение.

Показателями динамических свойств автомобиля при неравномерном движении служат величины ускорений, а также путь и время, необходимые для движения в определенном интервале изменения скорости.

Ускорение движения, которое может развивать автомобиль при заданных условиях, характеризует приемистость автомобиля: чем больше ускорение, тем выше при прочих равных условиях средняя скорость движения, а следовательно, и производительность автомобиля.

Ускорение автомобиля найдем по формуле:

$$j = (D - \Psi) \frac{g}{\delta}, \quad (4.17)$$

где j – ускорение автомобиля, м/с^2 ;

D – динамический фактор;

Ψ – коэффициент сопротивления дороги;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

δ – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля.

В этом уравнении величина, стоящая в скобках, определяется по динамическому балансу автомобиля отрезком, заключенным между кривой динамической характеристики и линией, соответствующей коэффициенту сопротивления дороги.

Коэффициент учета вращающихся масс автомобиля (коэффициент условного увеличения поступательно движущейся массы автомобиля):

$$\delta = 1 + \frac{J_m i_k^{2*2} i_{дв}^2 \eta_{тр} g}{r_{Дк} r_k G_a} + \frac{\dot{a} J_k g}{r_{Дк} r_k G_a}, \quad (4.17)$$

где J_m – момент инерции вращающихся масс двигателя,

$$J_m = 0,1 \dots 0,5, \text{ Нмс}^2;$$

$\sum J_k$ – суммарный момент инерции колес,

$$\sum J_k = 2,5 \dots 5,0, \text{ Нмс}^2;$$

i_k – передаточное число коробки передач на выбранной передаче;

$i_{дв}$ – передаточное число высшей передачи в раздаточной коробке;

i_0 – передаточное число главной передачи;

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

G_a – полный вес автомобиля, Н;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 r_d – динамический радиус колеса, м.
 r_k – радиус качения колеса, м;
 η_{TP} – КПД трансмиссии.

Полученные значения ускорений внесем в таблицу 4.4.

Таблица 4.4

$J_1, \text{ м/с}^2$	$1/J_1, \text{ с}^2/\text{м}$
2,414	0,414
2,353	0,425
2,292	0,436
2,001	0,500
1,813	0,552
1,704	0,587
1,515	0,660
1,370	0,730
1,253	0,798
1,126	0,888
1,077	0,929

Строим кривые зависимости ускорений и обратных ускорений автомобиля от скорости движения (рисунок 4.4 и 4.5). [9]

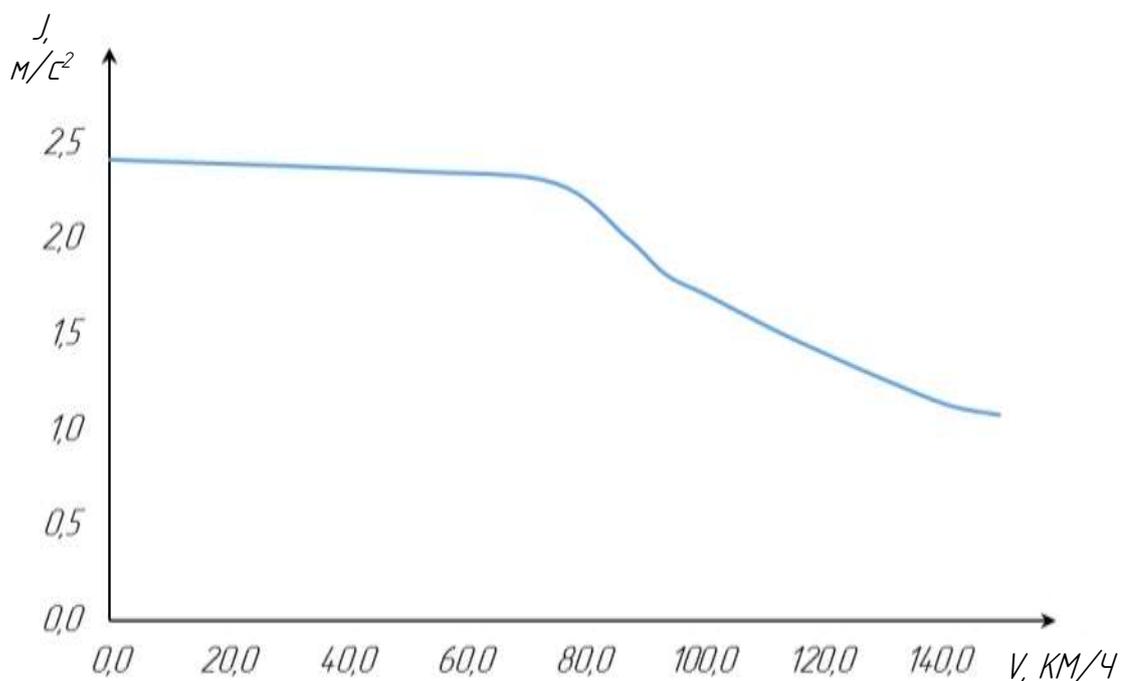


Рисунок 4.4 – График ускорений

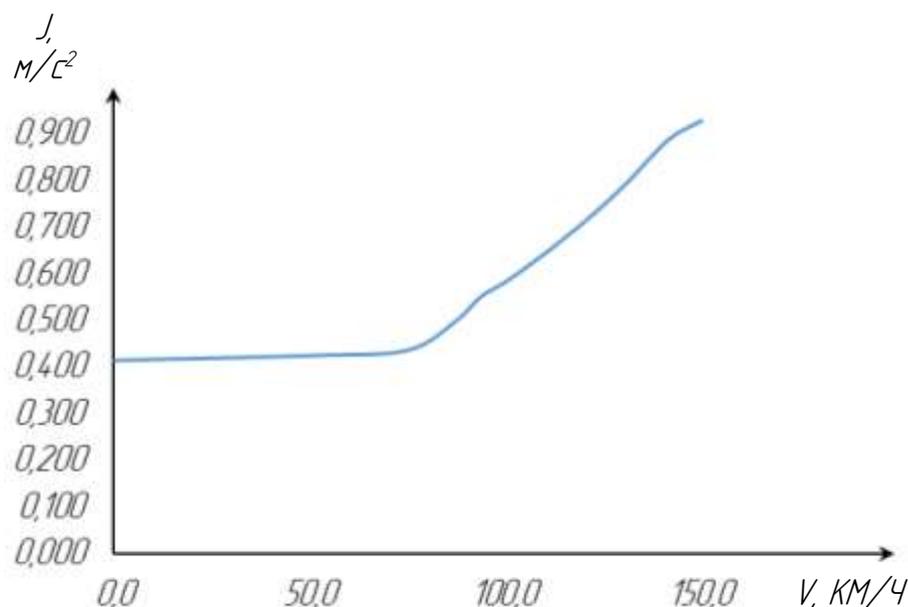


Рисунок 4.5 – График обратных ускорений

Определение времени и пути разгона

Ускорение, полностью характеризуя способность автомобиля к быстрому разгону, не дает достаточно наглядного представления о приемистости автомобиля. Поэтому определяют время и путь разгона, которые позволяют выявить приемистость автомобиля в более наглядной форме и сравнить автомобили по этим показателям.

Так как отсутствует аналитическая связь между обратным ускорением $1/j$ и скоростью V , то время разгона обычно определяют графоаналитически.

Для построения зависимости времени разгона от скорости всю площадь под кривой $1/j = f(V)$ разбивают вертикальными линиями на участки с интервалом скоростей 10 км/ч.

Для упрощения подсчета площадь каждого участка заменяют площадью равновеликого участка с высотой:

$$\frac{1}{j'_{cp}} = \frac{1/j_1 + 1/j_2}{2} \quad (4.18)$$

где $1/j_1$ и $1/j_2$ – обратные ускорения в начале и в конце интервала скорости.

Тогда для участка, например, при изменении скорости от V_1 до V_2 время разгона:

$$t_1 = \frac{V_2 - V_1}{3,6j'_{cp}}, \quad (4.19)$$

где t_1 – время, с;

V_1 – скорость в начале интервала, м/с;
 V_2 – скорость в конце интервала, м/с;
 j – ускорение, м/с².

Аналогично определяются по остальным участкам.

Путь разгона определяют из соотношения:

$$V = \frac{dS}{dt}. \quad (4.20)$$

Этот интеграл решают также графоаналитически, используя график $t = f(V)$.

Для построения графика $S = f(V)$ эту площадь разбивают горизонтальными линиями на несколько участков. Для упрощения подсчета площадь каждого участка заменяем площадью равновеликого участка с тем же основанием и высотой:

$$V'_{cp} = \frac{V_1 + V_2}{2}, \quad (4.21)$$

где V_1 – скорость в начале участка, км/ч;

V_2 – скорость в конце участка, км/ч.

При изменении скорости от V_1 до V_2 :

$$S_1 = (t_2 - t_1) \frac{V'_{cp}}{3,6}, \quad (4.22)$$

где S_1 – расстояние, м;

t_2 – время в конце интервала времени, с;

t_1 – время в начале интервала времени, с;

V'_{cp} – средняя скорость на интервале, м/с.

Аналогично определяются значения по остальным участкам. Полученные значения расчетных точек внесем в таблицу 4.5.

Таблица 4.5

V , км/ч	t , с	S , м
0	0	0
51,3	5,77	60,295
75,2	7,43	99,189
87,6	9,49	158,34
94	11,97	242,47
101	14,88	356,72
112,8	18,26	506,79

Продолжение таблицы 4.5

123	19,76	578,56
131,6	21,33	657,55
142	22,99	744,23
150,4	27,74	839,14

По найденным значениям построим график $S=f(V)$ и $t=f(V)$ (рисунок 4.6 и 4.7).

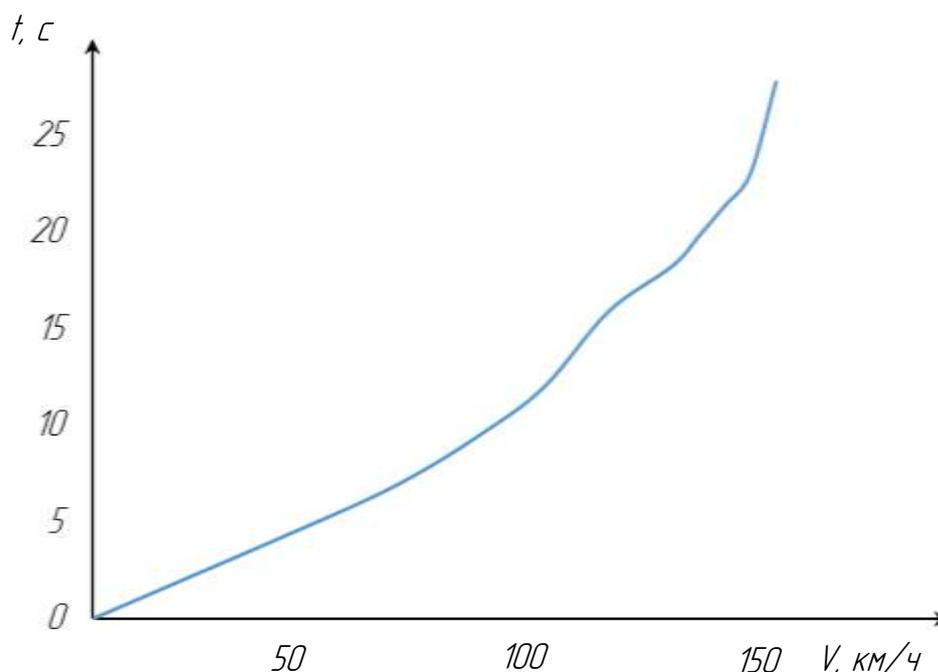


Рисунок 4.6 – Время разгона автомобиля

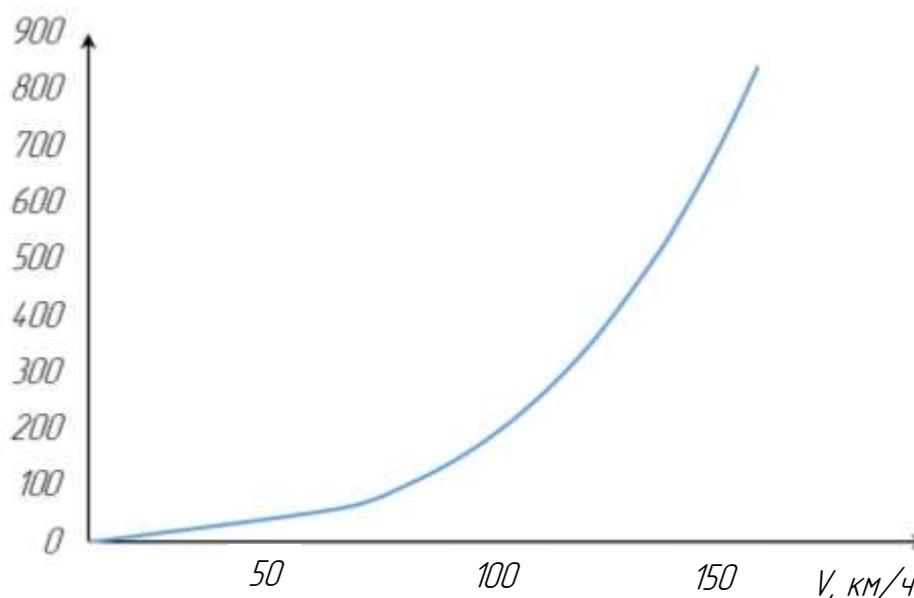


Рисунок 4.7 – Путь разгона автомобиля

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Лист

83

Для оценки тягово-скоростных свойств и тяговой экономичности используют уравнение мощностного баланса, которое иллюстрирует распределение мощности по видам сопротивления:

$$N_k = N_m \eta_{тр} = N_\psi + N_\omega + N_j, \quad (4.23)$$

где N_k – мощность на ведущих колесах, кВт;

N_m – мощность двигателя при текущих оборотах, кВт;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

N_ψ – мощность на преодоление сопротивления дороги, кВт;

N_ω – мощность на преодоление сопротивления воздуха, кВт;

N_j – разность мощности подводимая к ведущим колесам, кВт.

Разность мощности, подводимая к ведущим колесам есть:

$$N_j = N_k - (N_\psi + N_\omega), \text{ кВт} . \quad (4.24)$$

Определим значения мощности, найденные значения запишем в таблицу 4.6 и в таблицу 4.7. Помним, что особенность электродвигателя – это постоянство мощности на диапазоне оборотов выше номинальной точки. [9]

Таблица 4.6

n , мин ⁻¹	N_m , кВт	V , км/ч
0	0,00	0,000
721	40,00	51,30
1182	40,00	75,20
1413	40,00	87,60
1664	40,00	94,00
1875	40,00	101,00
2100	40,00	112,80
2325	40,00	123,00
2550	40,00	131,60
2775	40,00	142,00
3000	40,00	150,40

Таблица 4.7

V , км/ч	P_ω , Н	ψ	P_ψ , Н	N_ψ/η , кВт	$N_\psi + N_\omega/\eta$, Вт
0	0	0,014	0	0	0
51,30	8,5	0,014	9,631	0,49407	0,065408
75,20	32,14	0,0141	17,454	1,312541	0,362539
87,60	71,22	0,0142	23,158	2,028641	0,935831

Продолжение таблицы 4.7

94,00	125,65	0,0143	27,272	2,563568	1,771665
101,00	195,43	0,0144	33,159	3,349059	2,960765
112,80	280,56	0,0145	39,271	4,429769	4,74702
123,00	357,73	0,0146	47,265	5,813595	6,600056
131,60	513,55	0,0148	53,452	7,034283	10,13738
142,00	652,61	0,0149	60,205	8,54911	13,90056
150,40	775,57	0,015	69,815	10,50018	17,49693

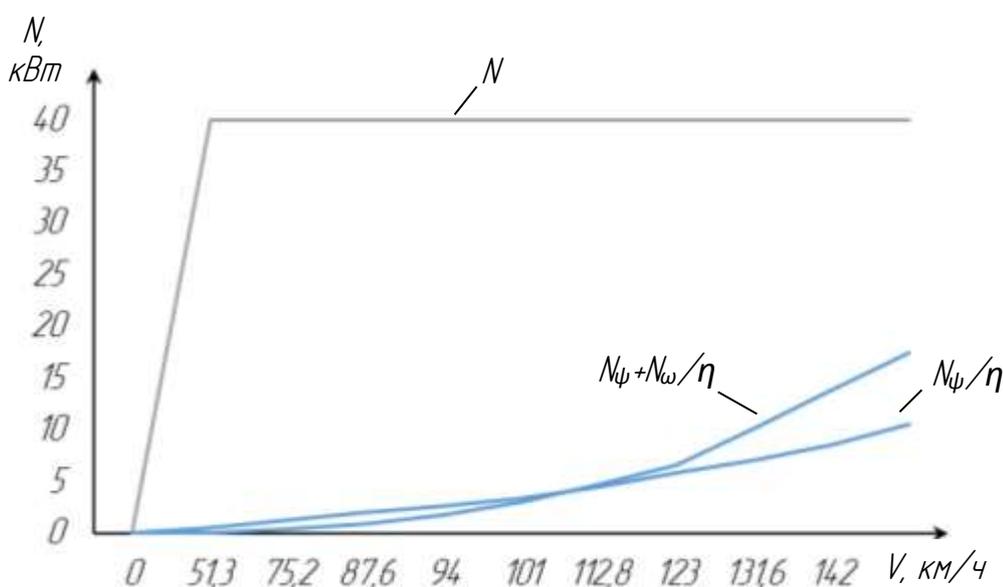


Рисунок 4.8 – Мощностной баланс автомобиля

Расчет топливной экономичности.

Топливная экономичность характеризует способность автомобиля выполнять перевозки с минимальным расходом топлива.

Топливная экономичность зависит от:

- совершенства конструкции двигателя и всего автомобиля;
- квалификации водителя;
- организации транспортного потока;
- дорожно-климатических условий.

Топливную экономичность необходимо рассчитывать при установившемся и неустановившемся движении. При установившемся движении расчет ведется на высшей передаче, здесь же необходимо рассчитать расход топлива при некотором значении ускорения. При неустановившемся движении, с максимальной интенсивностью разгона строится на каждой передаче.

При установившемся движении скорость постоянна и ускорение равно нулю:

$$N_k = N_\psi + N_\omega, \quad P_k = P_\psi + P_\omega \quad (4.25)$$

При неустановившемся движении скорость не постоянна и ускорение не равно нулю:

$$N_k = N_\psi + N_\omega + N_j = VP_k = V(P_\psi + P_\omega + P_j) \quad (4.26)$$

Для построения графика зависимости расхода топлива от скорости движения воспользуемся следующей формулой:

$$Q = \frac{g_e (N_\psi + N_\omega + N_j)}{10\eta_{тр} V}, \quad (4.27)$$

где Q – расход топлива при текущей скорости движения, кг/100км ;
 g_e – удельный эффективный расход топлива, г/кВтч;
 V – текущая скорость движения, км/ч;
 $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;
 N_ψ – мощность на преодоление сопротивления дороги, кВт;
 N_ω – мощность на преодоление сопротивления воздуха, кВт;
 N_j – разность мощности подводимая к ведущим колесам, кВт.

Удельный эффективный расход топлива определяется по следующей формуле:

$$g_e = g_N K_u K_\omega, \quad (4.28)$$

где g_N – удельный расход топлива при максимальной мощности, г/кВтч;
 K_u – коэффициент использования мощности двигателя;
 K_ω – коэффициент использования частоты вращения коленчатого вала.

$$K_u = 3,27 - 8,22 \cdot U + 9,13 \cdot U^2 - 3,18 \cdot U^3,$$

$$K_\omega = 1,25 - 0,99 \cdot E + 0,98 \cdot E^2 - 0,24 \cdot E^3,$$

где U – степень использования мощности:

$$U = (N_\psi + N_\omega + N_j) / (N_m \eta_{тр}),$$

E – степень использования оборотов двигателя:

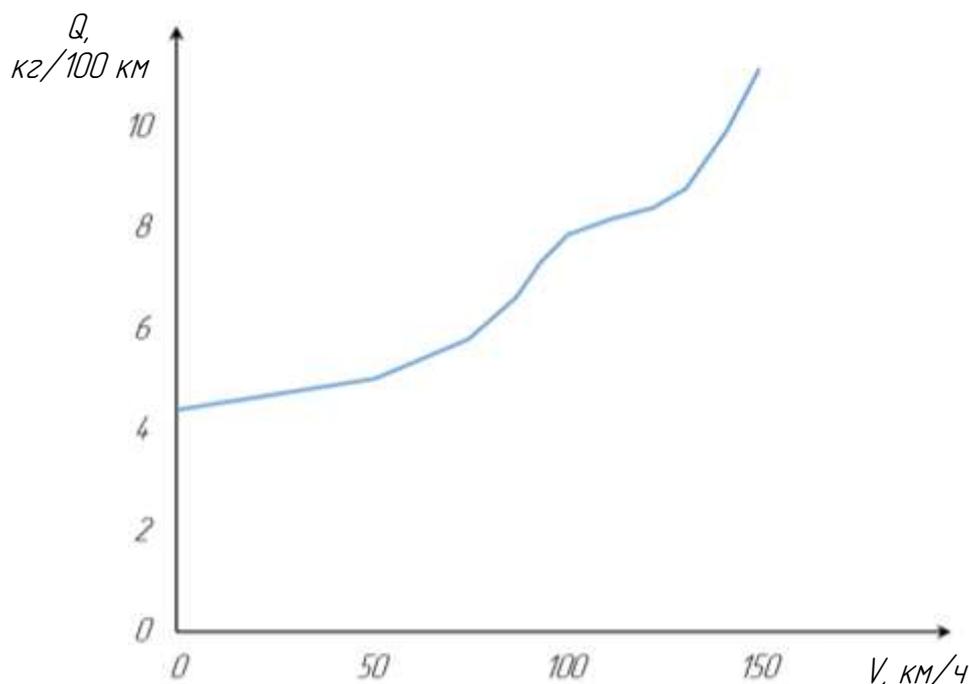
$$E = \omega_m / \omega_N$$

Найденные значения расхода топлива при установившемся движении представлены в таблице 4.7.

Таблица 4.7

V , м/с	V , км/ч	U	K_U	E	K_ω	g_e , г/кВтч	Q , кг/100км
0,00	0,00	1	2,581	0,148	1,123	478,72	4,385
14,25	51,30	0,111	2,46	0,233	1,069	434,05	5
20,89	75,20	0,14	2,286	0,31	1,026	387,21	5,785
24,33	87,60	0,179	2,072	0,403	0,994	340,03	6,6
26,11	94,00	0,228	1,831	0,489	0,972	293,78	7,325
28,06	101,00	0,289	1,577	0,574	0,959	249,65	7,87
31,33	112,80	0,365	1,329	0,659	0,954	209,34	8,195
34,17	123,00	0,459	1,111	0,744	0,957	175,52	8,4
36,56	131,60	0,577	0,955	0,829	0,966	152,35	8,775
39,44	142,00	0,725	0,897	0,914	0,98	145,26	9,935
41,78	150,40	0,917	0,957	1	1	158,05	11,125

По данным таблицы 4.7 строим экономическую характеристику автомобиля (рисунок 4.9). [3]



4.9 – Экономическая характеристика автомобиля

4.3 Прочностной расчет тихоходной цилиндрической ступени

Выбор материала и термообработка.

Шестерня: сталь 40Х, термообработка – улучшение, $H_1 = 269 \dots 302$ НВ (285,5).

Колесо: сталь 40Х, термообработка – улучшение, Н₂= 235...262 НВ (248,5). [11]
 Допускаемые напряжения определяем для шестерни и колеса отдельно:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} Z_N, \quad (4.29)$$

где $[\sigma]_{HO}$ – базовое допускаемое напряжение, МПа;

Z_N – коэффициент долговечности.

$$[\sigma]_{HO} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_R Z_V}{S_H}, \quad (4.30)$$

где σ_{Hlim} – длительный предел контактной выносливости, МПа;

Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряжённых поверхностей;

Z_V – коэффициент, учитывающий влияние скорости;

S_H – коэффициент запаса прочности;

$$\sigma_{Hlim_1} = 2HB + 70 = 2 \cdot 285,50 + 70 = 641,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlim_2} = 2HB + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567,0 \text{ МПа}.$$

Таблица 4.8

Шестерня:	Колесо:
$Z_{V1} = 0,95$	$Z_{R2} = 0,95$
$Z_{V1} = 1$	$Z_{V2} = 1$
$S_{H1} = 1,2$	$S_{H2} = 1,2$
$[\sigma]_{HO_1} = \frac{641,0 \cdot 0,95 \cdot 1}{1,2} = 507,46 \text{ МПа}$	$[\sigma]_{HO_2} = \frac{567,0 \cdot 0,95 \cdot 1}{1,2} = 448,88 \text{ МПа}$

$$Z_N = \sqrt[m]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \geq 1, \quad (4.31)$$

где N_{HO} – базовое число циклов нагружения;

N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения;

m – показатель степени кривой усталости поверхностных слоёв зубьев;
 $m = 6$;

$$N_{HO} \cong (HB)^3 \leq 12 \cdot 10^7. \quad (4.32)$$

Таблица 4.9

Шестерня	Колесо
$N_{HO_1} = (285,5)^3 = 2,33 \cdot 10^7 < 12 \cdot 10^7$	$N_{HO_2} = (248,5)^3 = 1,53 \cdot 10^7 < 12 \cdot 10^7,$
$Z_{N_1} = 1,2$	$Z_{N_2} = 1,2,$
$[\sigma]_{H_1} = 507,46 \cdot 1,40 = 710,44$ МПа	$[\sigma]_{H_2} = 448,88 \cdot 1,40 = 628,43$ МПа

За расчётное допускаемое напряжение для прямозубых передач принимается меньшее из полученных

$$[\sigma]_{H_{расч}} = 628,43 \text{ МПа.}$$

Определение допускаемых напряжений при расчёте зубьев на изгиб:

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} Y_A Y_N, \quad (4.33)$$

где $[\sigma]_{FO}$ – базовое допускаемое напряжение изгиба при нереверсивной нагрузке, МПа;

Y_A – коэффициент, вводимый при двустороннем приложении нагрузки;

Y_N – коэффициент долговечности;

Таблица 4.10

Шестерня	Колесо
$Y_{A_1} = 1$	$Y_{A_2} = 1,$

$$[\sigma]_{FO} = \frac{\sigma_{Flim} Y_R Y_X Y_\delta}{S_F}, \quad (4.34)$$

где σ_{Flim} – предел выносливости, определяемый на зубьях при отнулевом цикле, Мпа;

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности;

Y_X – коэффициент размеров; [2]

Y_{δ} – коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации материала

S_F – коэффициент запаса прочности.

$$\sigma_{Flim_1} = 1,75HB = 1,75 \cdot 285,50 = 499,63 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{Flim_2} = 1,75HB = 1,75 \cdot 248,5 = 434,88 \text{ МПа},$$

Таблица 4.11 [2]

Шестерня	Колесо
$Y_{R_1} = 1$	$Y_{R_2} = 1$
$Y_{X_1} = 1$	$Y_{X_1} = 1$
$Y_{\delta_1} = 1$	$Y_{\delta_2} = 1$
$s_{F_1} = 1,7$	$s_{F_2} = 1,7$
$[\sigma]_{FO_1} = \frac{499,63 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 293,90 \text{ МПа};$	$[\sigma]_{FO_2} = \frac{434,88 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 255,81 \text{ МПа}.$

$$Y_N = \sqrt[m]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \geq 1, \quad (4.35)$$

где N_{FO} – базовое число циклов нагружения,

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6; [2]$$

N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения;

$$m = 6 [2],$$

Таблица 4.12

Шестерня	Колесо
$[\sigma]_{F_1} = 293,90 \cdot 1 \cdot 1 = 293,90 \text{ МПа}$	$[\sigma]_{F_2} = 255,81 \cdot 1 \cdot 1 = 255,81 \text{ МПа}.$

Определение межосевого расстояния:

$$a_w = K_a(U-1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_1}{\Psi_a U [\sigma]_H^2}}, \quad (4.36)$$

где a_w – межцентровое расстояние, мм;

K_a – вспомогательный коэффициент;

K_H – коэффициент нагрузки;

ψ_a – коэффициент ширины;

«-» – для внутреннего зацепления, $K_a=450$ – для прямозубых колёс, $K_H=1,40$ – не консольное и не симметричное расположение колёс относительно опор, $\psi_a = 0,315 \dots 0,40$ – из улучшенных сталей (принимаем 0,6 для удачной компоновки). [2]

$$a_w = 450,0 \cdot (2,60 - 1) \sqrt[3]{\frac{1,40 \cdot 177,83}{0,60 \cdot 2,60 \cdot 638,43^2}} = 52,37 \text{ мм.}$$

Полученное межосевое расстояние согласуют со значением из нормального ряда чисел (ближайшее):

$$a_w = 50 \text{ мм.}$$

Определение модуля передачи.

Для зубчатых колёс при твёрдости зубьев $\leq 350HB$:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w, \text{ мм;} \quad (4.37)$$

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 50,0 = 0,50 \dots 1,0 \text{ мм.}$$

Полученное значение модуля согласуют со стандартным значением (ГОСТ 9563-80): $m=2,50$ мм (модуль менее 1,50 мм в силовых передачах не назначают).

Определение суммарного числа зубьев для прямозубых передач:

$$Z_\Sigma = \frac{2a_w}{m}, \quad (4.38)$$

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot 50,0}{2,50} = 40,0 -$$

целое число [1].

Определение числа зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U - 1}. \quad (4.39)$$

$$Z_1 = \frac{40,0}{2,60 - 1} = 25,0$$

Назначаем $Z_1 = 25$.

Определение числа зубьев колеса.

Для внутреннего зацепления:

										Лист
										91
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	

$$Z_2 = Z_\Sigma + Z_1 = 40 + 25 = 65; \quad (4.40)$$

$$U_\Phi = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{65,0}{25,0} = 2,60.$$

Определение геометрических размеров колёс.
Делительные диаметры:

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos\beta}, \text{ мм}; \quad (4.41)$$

$$d_1 = \frac{2,5 \cdot 25}{\cos 0^\circ} = 62,50 \text{ мм.}$$

$$d_2 = \frac{m_n Z_2}{\cos\beta}, \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{2,5 \cdot 65}{\cos 0^\circ} = 162,50 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин зубьев внутреннего зацепления:

$$d_{a_1} = d_1 + 2m_n, \text{ мм}; \quad (4.42)$$

$$d_{a_1} = 62,50 + 2 \cdot 2,5 = 67,50 \text{ мм.}$$

$$d_{a_2} = d_2 - 2m_n, \text{ мм};$$

$$d_{a_2} = 162,50 - 2 \cdot 2,5 = 157,50 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин зубьев внутреннего зацепления:

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5m_n, \text{ мм}; \quad (4.43)$$

$$d_{f_1} = 62,50 - 2,5 \cdot 2,5 = 56,25 \text{ мм.}$$

$$d_{f_2} = 2a_w + d_{a_1} + 0,5m_n, \text{ мм.}$$

$$d_{f_2} = 2 \cdot 50,0 + 67,50 + 0,5 \cdot 2,50 = 168,75 \text{ мм.}$$

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		92

Ширина колеса:

$$b_2 = \psi_a a_w, \text{ мм}; \quad (4.44)$$

$$b_2 = 0,60 \cdot 50,0 = 30,0 \text{ мм.}$$

Примем 30,0 мм. [8]

Ширина шестерни:

$$b_1 = b_2 = 30,0 \text{ мм.} \quad (4.45)$$

Определение усилий в зацеплении:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \text{ Н}; \quad (4.46)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 177,83}{0,0625} = 5690,56 \text{ Н.}$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w, \text{ Н}; \quad (4.47)$$

$$F_r = 5690,56 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2071,19 \text{ Н.}$$

Проверка зубьев колёс по напряжениям изгиба:

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} \text{ и } \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}},$$

Таблица 4.13

Шестерня	Колесо
$Z_1 = 25$	$Z_2 = 65$,
$Y_{F_1} = 3,79$	$Y_{F_2} = 3,75$,

$$\frac{293,90}{3,79} = 77,55 \text{ и } \frac{255,81}{3,75} = 68,22,$$

$$77,55 > 68,22.$$

Проверочный расчёт на изгиб ведём по колесу:

$$\sigma_{F_2} = \frac{2 \cdot 10^3 Y_{F_2} K_{F\beta} K_{FV} T_2}{m^2 Z_2 b_2} \leq [\sigma]_{F_2}, \quad (4.48)$$

где σ_{F_2} – рабочее напряжение изгиба по колесу, МПа;

$K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки;

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки; [2]

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1},$$

$$\psi_{bd} = \frac{30,0}{62,50} = 0,48.$$

При постоянной нагрузке, твёрдости $\leq 350HB$ и скорости $V < 15$ м/с коэффициент $K_{F\beta} = 1$. [1]

Найдём скорость колеса:

$$V = \frac{\pi d_2 n_2}{6 \cdot 10^4}, \text{ м/с}; \quad (4.49)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 162,50 \cdot 721,15}{60000} = 6,13 \text{ м/с.}$$

поэтому $K_{F\beta} = 1$.

По скорости назначают 8 степень точности передачи и коэффициент динамичности $K_{FV}=1,18$. [1]

$$\sigma_{F_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 3,75 \cdot 1,18 \cdot 448,71}{2,50^2 \cdot 65,0 \cdot 30,0} = 225,83 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F_2} = 225,83 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_2} = 255,81 \text{ МПа}$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечена.

Проверка зубьев колёс на контактную прочность:

$$\sigma_H = K \sqrt{\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} F_t (U-1)}{d_1 b_2 U}} \leq [\sigma]_H, \quad (4.50)$$

где σ_H – контактное напряжение, МПа;

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		94

K – вспомогательный коэффициент, для прямозубых передач:

$$K = 428,0;$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями,

$$K_{H\alpha} = 1; [1]$$

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки,

$$K_{H\beta} = 1,03; [1]$$

K_{HV} – коэффициент динамичности нагрузки,

$$K_{HV} = 1,06 [1];$$

F_t – окружное усилие,

$$F_t = 5690,56 \text{ Н (см. ранее);}$$

d_1 – делительный диаметр шестерни,

$$d_1 = 62,50 \text{ мм (см. ранее);}$$

b_2 – ширина колеса,

$$b_2 = 300,0 \text{ мм (см. ранее);}$$

«←» – для внутреннего зацепления.

$$\sigma_H = 428,0 \sqrt{\frac{1 \cdot 1,03 \cdot 1,06 \cdot 5690,56 \cdot (2,60 - 1)}{62,50 \cdot 300,0 \cdot 2,60}} = 611,17 \text{ МПа}$$

$\sigma_H < [\sigma]_H \Rightarrow 611,17 \text{ МПа} < 638,43 \text{ МПа}$ – условие контактной прочности выполняется.

										Лист
										95
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Выводы по разделу четыре

В данном разделе приведен кинематический расчет мотор-редуктора и прочностной расчет тихоходной цилиндрической ступени.

Экономная эксплуатация – главное преимущество гибридов. Чтобы достичь её, необходимо было искать баланс, то есть уравновесить все технические показатели машины, но при этом сохранить все полезные параметры обычного автомобиля: его мощность, скорость, способность к быстрому разгону, и множество других, весьма важных характеристик, заложенных в современных автомобилях. Мало того, способность накапливать энергию, в том числе и не терять понапрасну кинетическую энергию движения во время торможения, а заряжать аккумуляторные батареи, помимо основных явных преимуществ, привнесло автолюбителям некоторые побочные «мелкие радости», например, меньший износ тормозных колодок.

Теперь нет необходимости устанавливать двигатель из расчёта пиковых нагрузок эксплуатации. В момент, когда необходимо резкое усиление тяговой нагрузки, в работу включаются одновременно как электро-, так и обычный двигатель (а в некоторых моделях и дополнительный электродвигатель). Это позволяет сэкономить на установке менее мощного двигателя внутреннего сгорания, работающего основное время в наиболее благоприятном для себя режиме. Такое равномерное перераспределение и накопление мощности, с последующим быстрым использованием, позволяет использовать гибридные установки в автомобилях спортивного класса и внедорожниках. Несмотря на то, что электродвигатели обладают достаточно сильным крутящим моментом в пересчёте на массу и габариты двигателя, по сравнению с другими двигателями, разработчики всё же в ряде моделей устанавливают не слишком мощные электродвигатели, уменьшая их габариты.

					<i>23.05.01.2018.866.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		96

5 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

Современное производство – это ведущие отрасли промышленности, занятые производством конкурентоспособной продукции с использованием обработки деталей на металлорежущих станках.

Тенденции развития современного производства связаны с переходом на быстро-переналаживаемое серийное производство, где предпочтение отдается гибкому автоматизированному производству. Его основная характеристика – гибкость, которая достигается высокой степенью универсальности, переналаживаемости, взаимозаменяемости и другими требованиями.

На современном этапе развития машиностроения большое значение имеет автоматизация производственных процессов. Основой автоматизации производственных процессов являются автоматизированные технологические процессы механической обработки и сборки, которые обеспечивают высокую производительность и необходимое качество изготавливаемых изделий.

В условиях быстрого обновления номенклатуры выпускаемых изделий, вызванного потребностями рынка, эффективным становится применение гибких производственных систем (ГПС), основанных на широком использовании промышленных роботов, микропроцессорной техники и электроники. Высокая эффективность производства достигается рациональным сочетанием оборудования, организацией транспортных операций и управления ГПС [12].

Необходимым элементом перехода от локальной автоматизации к ГПС являются роботизированные технологические комплексы (РТК). Организационно РТК могут функционировать отдельно, как самостоятельный вид оборудования, или быть объединены в роботизированные технологические линии (РТЛ) и роботизированные технологические участки (РТУ).

Состав РТК определяется характером выполняемого технологического процесса и формируется на основе следующих данных: типа производства; заданной годовой программы выпуска; состава технологического оборудования; организации потока материалов (транспортирование, промежуточное хранение деталей и заготовок); числа подразделений обслуживания оборудования.

5.1 Обще технологическая часть

5.1.1 Анализ служебного назначения детали.

В машиностроении принято малое зубчатое колесо называть шестерней, а большое – колесом. Однако часто все зубчатые колёса называют шестернями.

Зубчатые колёса обычно используются парами с разным числом зубьев с целью преобразования вращающего момента и числа оборотов валов на входе и выходе. Колесо, к которому вращающий момент подводится извне, называется ведущим, а колесо, с которого момент снимается – ведомым. Если диаметр ведущего колеса меньше, то вращающий момент ведомого колеса увеличивается за счёт пропорционального уменьшения скорости вращения, и наоборот. В соответ-

							23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				97

ствии с передаточным отношением, увеличение крутящего момента будет вызывать пропорциональное уменьшение угловой скорости вращения ведомой шестерни, а их произведение – механическая мощность – останется неизменным. Данное соотношение справедливо лишь для идеального случая, не учитывающего потери на трение и другие эффекты, характерные для реальных устройств.

На рисунке 5.1 представлен фрагмент чертежа детали «Зубчатое колесо прямоугольное».

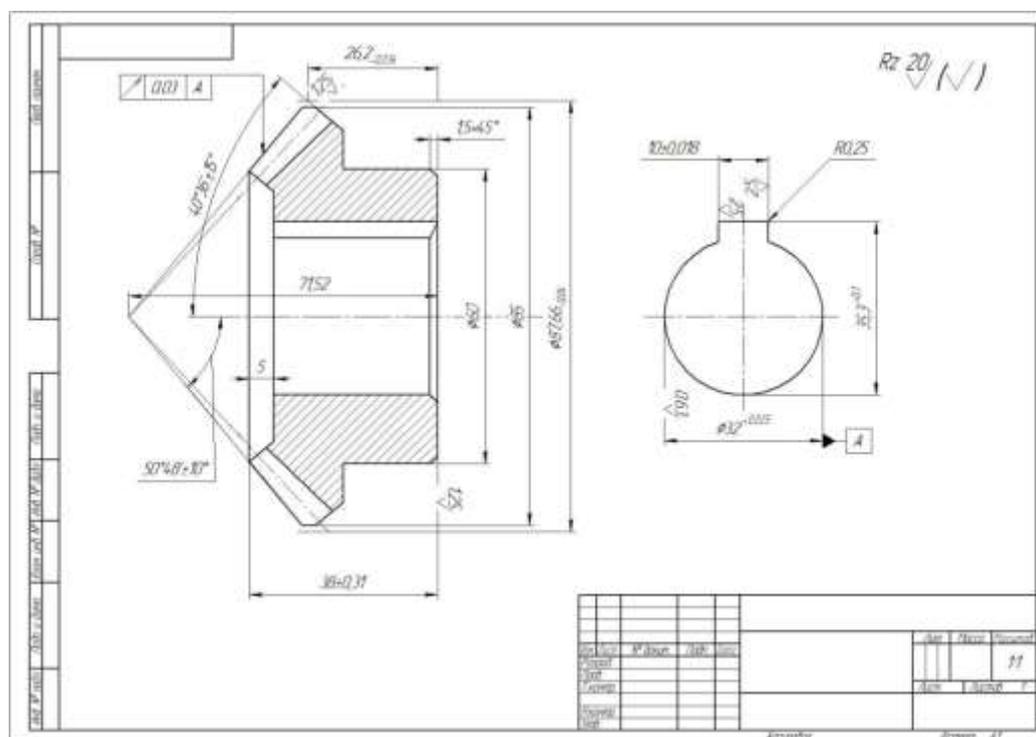


Рисунок 5.1 – Фрагмент чертежа детали «Зубчатое колесо прямоугольное»

5.1.2 Анализ технологичности детали

Технологичность конструкции изделия – это совокупность свойств изделия, определяющих приспособленность его конструкции к достижению оптимальных затрат ресурсов при производстве и эксплуатации для заданных показателей качества, объема выпуска и условий выполнения работ.

В соответствии с ГОСТ 14205 – 83 [12], отработкой конструкции изделия на технологичность называется часть работ по обеспечению технологичности, направленная на достижение заданного уровня технологичности, выполняемая на всех этапах разработки изделия [17,6].

Технологичность конструкции изделия может быть определена при помощи качественной и количественной оценки. В данной работе производится качественная оценка технологичности.

Материал детали – сталь 45. Сталь конструкционная легированная, широко используемая в промышленности для изготовления нагруженных зубчатых колес

и других деталей, твердость которых более HRC 65. Химический состав стали 45 представлен в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Химический состав стали 45

Химический состав стали 45 в процентах								
C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Fe	Cu
0,42 - 0,5	0,17 – 0,37	0,5 – 0,8	до 0,25	до 0,04	до 0,035	до 0,25	~97	до 0,25

Сталь 45 отличается повышенными характеристиками прочности, выносливости, хорошо обрабатывается, доступна по стоимости. Нашла применение практически во всех областях промышленности, там, где имеют место постоянные механические нагрузки, сложные температурные условия.

Самая высокая точность размеров детали соответствует 7 качеству (Ø32H7), а самая низкая – 14 качеству (размеры с неуказанными отклонениями).

Наибольшая шероховатость поверхности Rz 0,63 мкм, наименьшая Ra 20 мкм.

С точки зрения технологичности детали можно отметить следующее:

- 1) возможно совмещение конструкторских, технологических и измерительных баз;
- 2) требуемая точность и шероховатость поверхностей могут быть получены на основном оборудовании нормальной точности;
- 3) конструкция детали позволяет производить удобный подвод режущего инструмента и отвод стружки при обработке большинства поверхностей;

Анализ технологичности конструкции детали «Зубчатое колесо» показал, что в целом деталь технологична.

5.1.3 Анализ действующего технологического процесса обработки детали «Зубчатое колесо»

Действующий технологический процесс обработки детали «Зубчатое колесо» включает в себя 18 операций. Маршрут действующего технологического процесса представлен в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Маршрут действующего технологического процесса

№ операции	Содержание или наименование операции	Оборудование	Оснастка
005	Отрезать заготовку	Абразивно-отрезной 8В262	Тиски
010	Кузнечная		
015	Термическая обработка		
020	Подрезать торцы Ø60/Ø32H7 и Ø87,66/Ø66. Точить поверхность Ø60предварительно.	Токарный полуавтомат с ЧПУ КТ141	Трехкулачковый патрон

Продолжение таблицы 5.2

	Сверлить, зенкеровать, развернуть отверстие Ø32H7 предварительно. Расточить и точить фаски.		
025	Подрезать торец Ø87,66/Ø32H7 предварительно. Точить поверхность Ø87,66 предварительно.	Токарный полуавтомат с ЧПУ КТ141	Трехкулачковый патрон
030	Протянуть шпоночный паз В=10Js9 окончательно.	Горизонтально – протяжной 7512	Жесткая опора
035	Опилить заусенцы на шпоночном пазе	Вибробункер	
040	Подрезать торец Ø60/Ø32H7 предварительно, торец Ø87,66/Ø60 и точить поверхности Ø60, Ø87,66 окончательно.	Токарный полуавтомат с ЧПУ КТ141	Трехкулачковый патрон
045	Подрезать торец Ø67,66/Ø32H7 предварительно	Токарный полуавтомат с ЧПУ КТ141	Трехкулачковый патрон
050	Контроль		
055	Строгать 35 зубьев (m=2,5) под шлифование	Зубострогальный 5Т23В	Оправка
060	Зачистить заусенцы на зубьях	Вибробункер	
065	Шлифовать торец Ø60/ Ø32H7 окончательно и отверстие Ø32H7 окончательно	Внутришлифовальный	Трехкулачковый патрон
070	Шлифовать торец Ø87,66/ Ø32H7 окончательно	Плоскошлифовальный 3Б740	Магнитный стол
075	Шлифовать 35 зубьев (m=2,5) окончательно	Зубошлифовальный 58П70В	Оправка
080	Промыть деталь	Моечная машина	
085	Технический контроль		
095	Нанесение антикоррозионного покрытия		

В целом действующий вариант технологического процесса построен правильно и является дифференцированным. Однако возможно усовершенствование данного технологического процесса за счет повышения концентрации операций, использования более нового оборудования и режущего инструмента, что значительно уменьшит время обработки, а также время необходимое на переналадку оборудования и установку полуфабрикатов.

5.1.4 Разработка проектного варианта технологического процесса обработки детали «зубчатое колесо»

5.1.4.1 Анализ методов получения заготовки

При выборе метода получения заготовок деталей машин учитываются такие факторы, как материал детали, ее форма, масса и габаритные размеры, условия работы детали в узле, тип производства и т.д.

Материалом детали «Зубчатое колесо» является сталь 45, обладающая низкими литейными свойствами. Зубчатое колесо – нагруженная и ответственная деталь, а дефекты литья могут привести к ненадежности работы противовеса. Поэтому для получения заготовки целесообразно применять обработку давлением.

Деталь имеет сложную конструкцию со значительно различающимися по диаметру ступенями наружных поверхностей и в условиях серийного производства целесообразно применять заготовки, приближенные по форме к готовой детали.

В качестве метода получения поковки выбрана штамповка на молотах. Технология штамповки на молотах основана на динамическом воздействии на заготовку удара падающих частей молота. Данный метод позволяет значительно приблизить форму заготовки к форме готовой детали, что ведет к значительному уменьшению припуска, снимаемого на последующих операциях механической обработки.

5.1.4.2 Выбор технологических баз

Выбор комплекта черновых технологических баз производился с соблюдением следующих рекомендаций:

- 1) так как по конструкторскому чертежу детали обрабатываются все поверхности, то за черновую базу принимается поверхность, имеющая наименьший припуск на обработку. Это позволяет расположить снимаемые припуски симметрично (параллельно) обрабатываемым поверхностям для того, чтобы в дальнейшем избежать появления «черноты» при обработке поверхностей с наименьшим припуском после смены черновых баз;
- 2) поверхности исходной заготовки, принятые в качестве черновых баз, простые, правильной геометрической формы, без литников, прибылей, выпоров. Они имеют достаточные размеры для обеспечения надёжной установки заготовки в приспособлении;
- 3) комплект черновых технологических баз используется только один раз: для первой установки исходной заготовки на станке.

После окончания первой операции механической обработки дальнейшая обработка заготовки производится от других базовых поверхностей – чистовых.

При выборе комплекта чистовых технологических баз соблюдались следующие рекомендации:

- а) в качестве чистовых технологических баз приняты поверхности, являющиеся одновременно конструкторскими и измерительными базами, т.е. соблюден принцип совмещения баз;

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		101

- b) в качестве чистовых базовых поверхностей приняты поверхности, которые обеспечивают наиболее простую и надежную конструкцию приспособления.
- c) черновыми базами при обработки зубчатого колеса являются наружная цилиндрическая поверхность и один торец.
- d) от основных технологических баз обрабатывается наружный контур.

5.1.4.3 Технологический маршрут обработки

При составлении маршрута обработки был использован базовый технологический процесс, а также учтены следующие положения:

- 1) в первую очередь следует обрабатывать те поверхности, которые будут служить технологическими базами для следующих операций;
- 2) обработка поверхностей ведётся в последовательности, обратной их степени точности;
- 3) технический контроль проводится после тех этапов обработки, где вероятно повышение количества брака, перед сложными дорогостоящими операциями, а также в конце обработки детали.

Исходя из пункта 5.1.3 «Анализ действующего технологического процесса обработки детали «Зубчатое колесо», для условий мелкосерийного производства предлагаются следующие изменения:

- 1) объединить технологические переходы, выполняемые на токарных операциях, фрезерование и закругление зубьев объединить и выполнить на комплексной операции, зачистку заусенцев на торцах зубьев также выполнить на этой операции;
- 2) шлифование наружной цилиндрической поверхности, торцев и центрального отверстия производить на одной операции – торцекруглошлифовальной с ЧПУ.

Маршрут проектного варианта технологического процесса представлен в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Маршрут проектного варианта технологического процесса

№ операции	Название операции	Оборудование	Эскиз
005	Заготовительная (штамповка на молотах)		

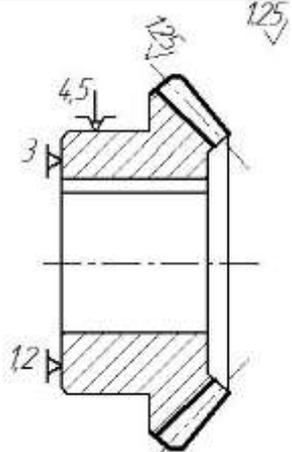
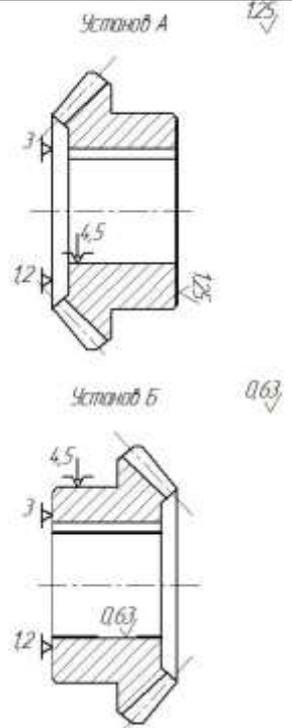
Продолжение таблицы 5.3

010	Комплексная с ЧПУ	Токарно-фрезерный станок с ЧПУ Millturn M35-G	
015	Протяжная	Горизонтально протяжной станок МП7А523	
020	Технический контроль	Стол контрольный	
025	Термообработка	Печь для отпуска металлов модели СНО 6.6 – 6.8	

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Продолжение таблицы 5.3

030	Зубошлифовальная	Зубошлифо – вальный станок с ЧПУ LUREN LFG-8040	
040	Торцекруглошли – фовальная с ЧПУ	Торцекруг – лошли – фо – вальный станок с ЧПУ LJ-300E	
045	Промывка	Машина моеч – ная	
050	Технический кон – троль	Стол контроль – ный	
055	Нанесение анти – коррозионного по – крытия		

5.1.4.4 Обоснование выбора технологического оборудования и технологической оснастки

Для 010 комплексной операции с ЧПУ выберем токарно-фрезерный станок с ЧПУ Millturn M35-G [26] отличается, прежде всего, встроенным полноценным фрезерным шпинделем и противошпинделем. Его мощность в 15 кВт и частота вращения до 12000 об/мин позволяют обрабатывать на станке крупные детали со

сложной геометрией, требующие наравне с токарной большого объема фрезерной обработки. Также фрезерный шпиндель позволяет производить и токарную обработку при установке в него различных резцов. Благодаря различной комплектации, эффективность станка можно повысить до полного автомата, с применением загрузчика прутка, робота выгрузчика, с системой протившпинделя.

015 операция производится на Горизонтально протяжной станок МП7А523. Станок предназначен для шлифования на деталях шлицев прямого и эвольвентного профиля. [26]

Технические возможности станка позволяют осуществлять с использованием дополнительных опций операции шлифования пазов делительных дисков, прямозубых цилиндрических зубчатых колес и другие подобные операции. Устройство ЧПУ SINUMERIK 840DSL (Германия) в комплекте с цифровыми приводами осей координат обеспечивает высокое качество управления полуавтоматом, его надежную, бесперебойную работу. Шлифование поверхностей на полуавтомате осуществляется по управляющей программе.

Для 030 операции наиболее оптимальным вариантом будет являться зубошлифовальный станок с ЧПУ LUREN LFG-8040. [26]

Зубошлифовальные станки данного типа предназначены для шлифования профиля зубьев прямозубых и косозубых шестерен с наружным диаметром до 800 мм и максимальным модулем 20 мм. Наличие 6 / 8-осевого ЧПУ контроллера с системой управления от сервопривода замкнутого контура, промышленного персонального компьютера и двигателя прямого привода обеспечивают достижение высочайшей точности.

Станки серии LFG оснащены удобным интерфейсом на базе Windows разработки Lugen, который позволяет пользователю вносить изменения в конструкцию, изменять профиль зубчатого колеса и задавать условия шлифования. С указанным программным обеспечением оператору только нужно пошагово внести требуемые параметры зубчатого колеса. Станина изготовлена из серого чугуна высокой прочности. [26]

Шлифование поверхностей на 040 операции производить на торце шлифовальном станке с ЧПУ LJ-300E. [26] LJ-300E высокопроизводительный торце шлифовальный станок для обработки средних прецизионных деталей. Оригинальная конструкция станины станка упрощает установку и снятие деталей, делает работу оператора более производительной и безопасной. Угол поворота шпинделя изделия 180° . Бесступенчатое регулирование скорости вращения шлифовального круга (опция). Благодаря использованию прецизионной ШВП, перемещение шлифовальной бабки осуществляется с высокой точностью. Станок позволяет шлифовать заготовки высотой от 1 до 150 мм. [7]

5.1.4.5 Выбор режущего инструмента

Для 010 операции выберем режущий инструмент из каталога фирмы Widia. Для начала нам необходимо обработать торец и наружную поверхность заготовки

Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
						105

для этого выберем токарный резец с креплением прижимом сверху, форму пластины – ромбическую с углом 80° , и задним углом равным 0° , в левом исполнении. Материал пластины подбираем исходя из материала заготовки, а именно сплав CVD.

Габариты державки резца и пример обрабатываемых поверхностей представлены на рисунке 5.2, а пластины на рисунке 5.3

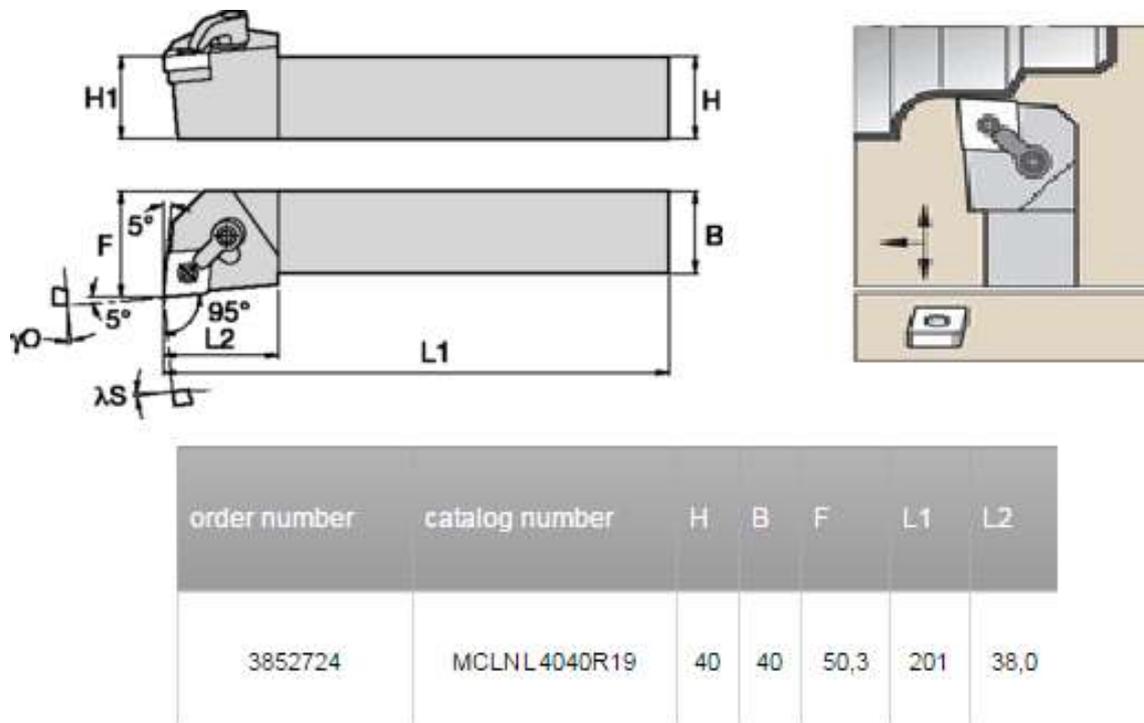


Рисунок 5.2 – Габариты державки резца и пример обрабатываемых поверхностей

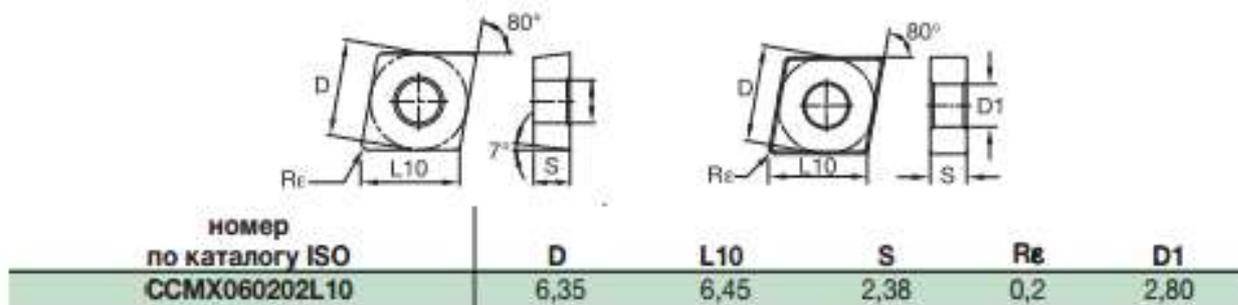


Рисунок 5.3 – Габариты пластины

Далее необходимо просверлить отверстие $\varnothing 32$. Для предварительной обработки отверстия используем сверла $\varnothing 31,5$ мм, ГОСТ 10903-77 [13].

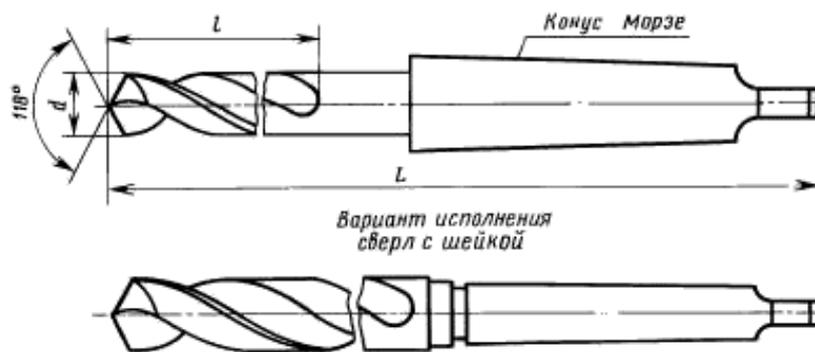


Рисунок 5.4 – Конструктивные элементы сверла

Для чистовой обработки отверстия, используем развертку Ø32 мм ГОСТ 1672-80 [14].

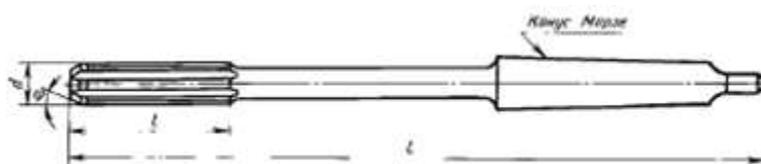


Рисунок 5.5 – конструктивные элементы развертки

Для получения внутренних шлицов используя ГОСТ 25158-82 [15], подберем подходящие для нас габариты протяжки, схематическое изображение протяжки представлено на рисунке 5.6.

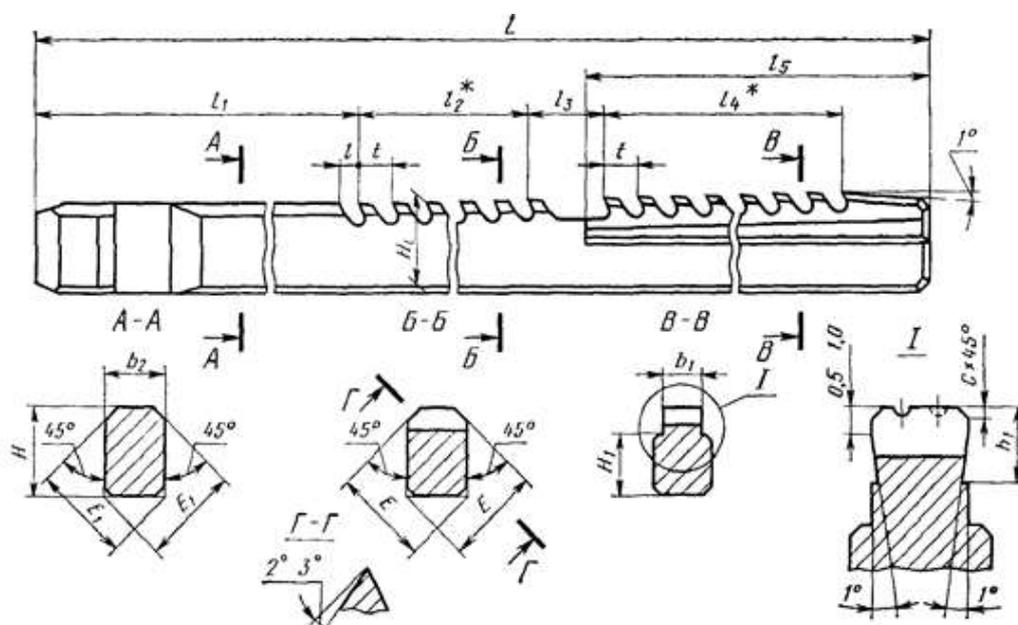


Рисунок 5.6 – Схематичное изображение протяжки

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

Червячные фрезы являются наиболее распространенным зуборезным инструментом и применяются для чернового и чистового зубонарезания. По ГОСТ 10331-81 [16] «Фрезы червячные мелкомодульные для цилиндрических зубчатых колес с эвольвентным профилем. Технические условия» подберем необходимую для нас фрезу. А по ГОСТ 9324-80 [17] «Фрезы червячные чистовые однозаходные для цилиндрических зубчатых колес с эвольвентным профилем. Технические условия» подберем инструмент для чистовой обработки зубьев. Схематичное изображение червячной фрезы представлено на рисунке 5.7.

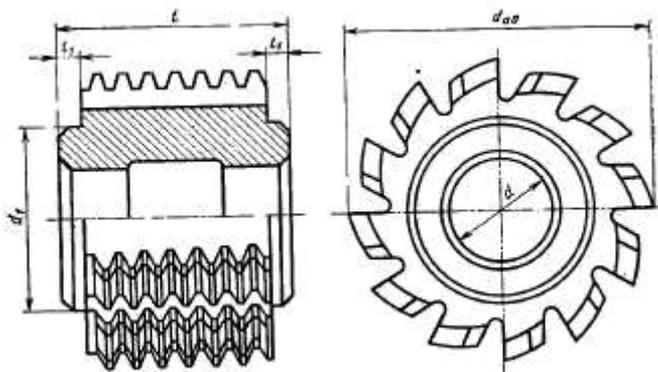


Рисунок 5.7 – Схематичное изображение червячной фрезы

Для 045 операции используем 2 шлифовальных круга габариты которых определяем по ГОСТ Р 52781- 2007 [18] «Круги шлифовальные. Технические условия».

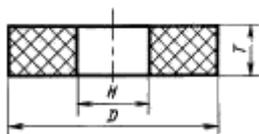


Рисунок 5.8 – Круг шлифовальный

5.1.4.6 Определение режимов резания и норм времени

При назначении режимов резания сначала устанавливают глубину резания, затем выбирают подачу и в зависимости от них определяют скорость резания.

Глубина резания определяется величиной припуска на обработку. Глубина резания оказывает большое влияние на силы резания, поэтому иногда возникает необходимость разделить припуск на несколько проходов.

Суммарный припуск разделяется следующим образом: 60% на черновую обработку, 20 – 30 % на получистовую и 10 – 20 % на чистовую. При чистовой обработке глубина резания назначается в зависимости от необходимой степени точности и качества поверхности [5].

Расчет режимов резания:

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата		108

Точение.

- 1) Глубина резания t , мм, выбирается согласно рекомендации в зависимости от шероховатости обрабатываемой поверхности:

$$t=0,5 \text{ мм};$$

- 2) подача резца S , мм/об, выбирается согласно рекомендации в зависимости от шероховатости обрабатываемой поверхности и радиусу при вершине резца:

$$S=0,14 \text{ мм/об};$$

- 3) скорость резания V , м/мин, выбирается из справочника:

$$V = 120 \text{ м/мин};$$

- 4) сила резанья:

$$P_z = 10 C_p t^x S^{yp} V^{np} k_p, \text{ Н};$$

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 0,5^1 \cdot 0,14^{0,75} \cdot 120^{-0,15} \cdot 0,96 = 153 \text{ Н}.$$

Сверление $\varnothing 31,5$.

- 1) Назначаем подачу на один оборот шпинделя: 1 мм/об;
- 2) глубина резания t , мм, рассчитывается по формуле:

$$t = \frac{D}{2} = \frac{31,5}{2} = 15,75 \text{ мм};$$

- 3) скорость резания V , м/мин, выбирается из справочника:

$$V = 15,75 \cdot 0,9 = 14,175 \approx 14 \text{ м/мин};$$

- 4) скорость вращения n , об/мин, рассчитывается по формуле:

$$n = \frac{1000V}{\pi D}, \text{ об/мин};$$

$$n = \frac{1000 \cdot 14}{3,14 \cdot 31,5} = 144,5 \approx 145 \text{ об/мин},$$

где V – линейная скорость резания, м/мин;

D – диаметр детали, мм;

$\pi=3,14$.

Протягивание.

При протягивании следует, исходя из геометрических параметров протяжки, рассчитать периметр резания $\sum B$ – наибольшую суммарную длину лезвий всех одновременно режущих зубьев:

$$\sum B = B z_1,$$

где B – периметр резания, равный длине обрабатываемого контура заготовки
 z_1 – наибольшее число одновременно режущих зубьев:

$$z_1 = l/t;$$

l – длина обрабатываемой поверхности;

t – шаг режущих зубьев.

$$\sum B = 18,22 \cdot \frac{33}{50} = 18,88 \approx 19.$$

Подача на зуб S_z также заложена в конструкции протяжки и равна размерному перепаду между соседними режущими зубьями.

После расчета периметра резания рассчитывается скорость резания:

$$V = 61200 \frac{N}{P \sum B} \eta,$$

где N – мощность протяжного станка, кВт

η – КПД протяжного станка

P – сила резания на 1 мм длины лезвия.

$$V = 61200 \cdot \frac{4000}{472 \cdot 19} \cdot 0,8 = 21,8 \text{ м/мин.}$$

Зубонарезание.

Обработка цилиндрических колес червячными фрезами. Скорость резания V определяется, как при обычном фрезеровании. Подача задается перемещением фрезы в миллиметрах за один оборот заготовки S_0 или подачей за один оборот фрезы S_ϕ , которая может быть определена по формуле:

$$S_\phi = S_0 \frac{K}{z},$$

где K – число заходов червячной фрезы;

z – число зубьев нарезаемого колеса.

									Лист
									110
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата					

23.05.01.2018.866.00 ПЗ

В нормативах по режимам резания рекомендуемые подачи даны в мм/об. Средние величины таких подач при предварительном нарезании прямоугольных колес могут быть подсчитаны по формуле:

$$S_0 = \frac{C_s z^{0,14}}{m^{0,25}},$$

где C_s – коэффициент, зависящий от обрабатываемого металла;

для углеродистой стали $C_s = 2,65$;

для хромистой и хромоникелевой стали $C_s = 2,0$;

для серого чугуна $C_s = 3,7$;

m – модуль нарезаемого колеса, мм.

$$S_0 = \frac{2,65 \cdot 36^{0,14}}{2,5^{0,25}} = 3,48 \approx 3,5,$$

$$S_\phi = \frac{4 \cdot 3}{36} = 0,33 \approx 0,34.$$

Шлифование.

Скорость шлифования. Скорость вращения обрабатываемой детали по сравнению со скоростью шлифовального круга очень мала, то ею пренебрегают и скоростью шлифования называют скорость шлифовального круга.

Скорость вращения круга имеет большое значение для процесса шлифования. Производительность процесса шлифования возрастает с увеличением скорости круга.

Выбирать скорости нужно по наибольшим допустимым значениям, (в зависимости от формы круга, связки, обрабатываемого материала, вида шлифования, конструкции станка):

$$V_{к1} = \frac{\pi D_k n_k}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 32 \cdot 1100}{60 \cdot 1000} = 1,84 \text{ м/с} \approx 2 \text{ м/с};$$

$$V_{к1} = \frac{\pi D_k n_k}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 1100}{60 \cdot 1000} = 12 \text{ м/с}.$$

Расчет норм времени:

1) Основным временем (T_o) – называется время, на протяжении которого происходит резание.

Время основное на обработку T_o , мин, рассчитывается по формуле:

						23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата			111

$$T_o = \frac{L}{S_{\text{пасп}} \cdot n_{\text{пасп}}}$$

где L – длина резания, мм;

$S_{\text{пасп}}$ – подача по паспорту станка, мм/об;

$n_{\text{пасп}}$ – скорость вращения по паспорту станка, об/мин.

$$T_o = \frac{247+38}{0,12 \cdot 3300} = 1,12 \text{ мин}$$

2) Вспомогательным временем (T_b) называется время, затрачиваемое на различные приемы, применяемые при выполнении основной работы и повторяющиеся с каждой обрабатываемой деталью, т. е. на подачу заготовки к станку, на установку, выверку и зажим заготовки, разжим и снятие детали, управление станком, контрольные промеры детали.

а) На подачу заготовок к станку 5 – 10% = 0,07 мин.

б) На установку, закрепление, раскрепление и снятие детали 15 – 25% = 0,2 мин.

в) На управление станком 35 – 50% = 0,25 мин.

г) На измерение детали на станке 20 – 40% = 0,29 мин

$$T_b = 0,07+0,2+0,25+0,29 = 1,35 \text{ мин.}$$

3) Время оперативное $T_{оп}$, мин, рассчитываем по формуле:

$$T_{оп} = T_o + T_b,$$

где T_o – время основное, мин;

T_b – время вспомогательное, мин.

$$T_{оп} = 1,12 + 1,35 = 2,47 \text{ мин}$$

4) Подготовительно-заключительным временем ($T_{пз}$) – называется время, затрачиваемое работником на подготовку к выполнению заданной работы и действия, связанные с ее окончанием.

Подготовительно-заключительное рассчитывается по формуле:

$$T_{пз} = T_{\text{оснащ}} + T_{\text{налад}} + T_{\text{инструкт}},$$

где $T_{\text{оснащ}}$ – время на получение инструмента, оснастки и документации. Принято 10 мин.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		Лист
					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	112

$T_{\text{инструкт}}$ – время на инструктаж рабочего. Принято 2 мин.

$T_{\text{налад}}$ – время на наладку оборудования, рассчитывается как сумма следующих параметров:

$$T_{\text{НАЛАД}} = i T_{\text{ИНСТРУМ}} + T_{\text{КРЕП}} + T_{\text{ПОДГОТ}},$$

где i – количество инструмента;

$T_{\text{инструм}}$ – время на единицу инструмента. Принято по таблице 1,5 мин;

$T_{\text{креп}}$ – время, зависящее от способа крепления заготовки. Принято по таблице 1,5 мин;

$T_{\text{подгот}}$ – время на подготовку оснастки. Принято по таблице 3,4 мин;

$$T_{\text{пз}} = 10 + 1(2 + 1,5 + 4) + 2 = 19,5 \text{ мин.}$$

$$T_{\text{шт.}} = T_0 + T_{\text{в}} + T_{\text{то}} + T_{\text{оо}} + T_{\text{отд}} = 54,62 \text{ мин.}$$

Маршрутная, операционная и эскизные карты находятся в приложении А.

Вывод по разделу пять

В ходе работы были проведены все необходимые расчёты, операции, которые необходимы для изготовления данной детали.

Все эти этапы были проведены с учётом типа производства, материала заготовки и материала режущих частей инструментов. Для каждой операции проведён выбор металлорежущего оборудования, режущего инструмента.

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		113

6 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

6.1 Актуальность вопросов БЖД на сегодняшний день

В условиях становления рыночной экономики проблемы безопасности жизнедеятельности становятся одними из самых острых социальных проблем. Связано это с травматизмом и профессиональными заболеваниями, приводящими в ряде случаев к летальным исходам, притом что более половины предприятий промышленности и сельского хозяйства относится к классу максимального профессионального риска.

Рост числа профессиональных заболеваний и производственного травматизма, числа техногенных катастроф и аварий, неразвитость профессиональной, социальной и медицинской реабилитации пострадавших на производстве отрицательно сказывается на жизнедеятельности людей труда, их здоровье, приводят к дальнейшему ухудшению демографической ситуации в стране.

От неудовлетворительного состояния дел с безопасностью жизнедеятельности страна ежегодно несет большие человеческие, финансово-экономические, материальные и моральные потери. Обеспечение работников – одна из основных проблем национальной безопасности страны.

Для улучшения дел по охране труда и безопасности жизнедеятельности необходимо изменить отношение руководства и рабочих к требованиям и законам, которые охватываются такими понятиями как, охрана труда, безопасность жизнедеятельности, а также создать соответствующую законодательную базу, которая будет эффективно работать.

В автомобильном транспорте данная проблема весьма актуальна, так как автомобиль сам по себе является транспортным средством повышенной опасности. Обслуживание же и ремонт автомобиля так же требуют концентрации внимания на технике безопасности.

6.2 Комплекс мероприятий по снижению травматизма в автомобильном транспорте

Абсолютно все мероприятия данного плана можно разбить на организационные и технические.

Организационные мероприятия:

- проведение лекций и семинаров по охране труда;
- снабжение работников соответствующей методической литературой и плакатами;
- проведение более качественных инструктажей по технике безопасности на производстве;
- организация системы обучения работников;
- систематическое проведение инструктажей;
- обеспечение рабочих должностными инструкциями.

Технические мероприятия:

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		114

- осуществление более тщательного контроля по проведению ТО и ремонта;
- разработка технологических карт на процессы;
- разработка нового необходимого оборудования и инвентаря для проведения ТО и ремонта;
- разработка новых средств защиты;
- установление ограждений, предупреждающих табличек;
- контроль состояния рабочего инструмента и его обновление;
- закреплять приказом ответственных лиц за оборудованием производства, при временной передаче оформлять письменным разрешением;
- не допускать перевода рабочих на другое рабочее место без соответствующего допуска;
- запрещать использование техники и оборудования в личных целях без разрешения администрации;
- производить оборудование специализированных площадок для временной постановки машин на хранение, исключающее выезд техники без разрешения администрации;
- назначать старшего на работах, в которых занято два и более человека;
- обеспечивать контроль санитарного состояния производственных помещений;
- обеспечивать контроль исправности оборудования системы освещения и вентиляции;
- не допускать к эксплуатации, переоборудованные или вновь изготовленные (в порядке рационализации) без предварительной приемки их комиссией, машины и приспособления;
- не допускать к работе лиц больных или в нетрезвом состоянии, а также лиц не знакомых с правилами техники безопасности и правилами выполнения работ;
- контролировать соблюдение предельных норм переноски тяжестей;
- обеспечить средствами индивидуальной защиты рабочих;
- не допускать нахождения на производственных участках лиц не связанных с технологией производства. [10]

6.3 Инструкция по охране труда для работников АТП

1. Общие требования охраны труда:

- 1.1) настоящая инструкция разработана работником автотранспортного предприятия;
- 1.2) работник предприятия допускается к самостоятельной работе после прохождения:
 - 1.2.1) вводного инструктажа по охране труда;
 - 1.2.2) первичного инструктажа на рабочем месте, проведенного руководителем структурного подразделения, службы или участка, производителем работ или мастером;
 - 1.2.3) обучения безопасным методам работы в течение 1 – 2 дней (или смен);
 - 1.2.4) обучения элементарным правилам электробезопасности, проверки знаний с присвоением квалификационной i группы по электробезопасности;

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		115

- 1.3) проверка знаний настоящей инструкции для работников предприятия проводится один раз в год;
- 1.4) работник предприятия обязан выполнять свои должностные обязанности, работать по заданию своего руководителя, соблюдать дисциплину труда, своевременно и точно выполнять распоряжения руководства, требования по охране труда и технике безопасности, бережно относиться к имуществу предприятия;
- 1.5) работник предприятия, эксплуатирующий электрооборудование при выполнении трудовых обязанностей должен:
- 1.5.1) знать основные меры предосторожности по охране труда, соблюдать организационно – технические меры при выполнении работ (знание настоящей инструкции; применение средств защиты; исправность питающей линии подключения – перегибы, оголённые участки, места смятия; использование инструмента с изолированными ручками, проверка подключения заземления и зануления);
- 1.5.2) иметь элементарное знакомство с эксплуатируемой электроустановкой (инструкция по эксплуатации, место подключения электроустановки в распределительном устройстве, входной рубильник, принципиальную электрическую схему трассы подключения и так далее);
- 1.5.3) иметь отчетливое представление об опасности электрического тока и опасности приближения к токоведущим частям (опасное напряжение, опасная сила тока, классификация помещений по электробезопасности, величина сопротивления заземления);
- 1.5.4) иметь практические навыки оказания первой доврачебной помощи пострадавшим от электротока;
- 1.6) за нарушение требований настоящей инструкции, относящейся к выполняемой им работе, работник несёт ответственность в соответствии с действующим трудовым, и административным законодательством;
- 1.7) о каждом несчастном случае, связанном с производством, пострадавший или очевидец должны немедленно сообщить соответствующему руководителю. руководитель должен организовать первую помощь пострадавшему, его доставку в лечебное учреждение, сообщить инженеру по охране труда и технике безопасности и сохранить для расследования обстановку на рабочем месте и состояние оборудования таким, какими они были в момент происшествия, если это не угрожает здоровью и жизни окружающих работников и не приведёт к аварии;

2. Требования охраны труда перед началом работы при работе с электрооборудованием:

2.1) работник перед началом работы с электрооборудованием должен провести:

- осмотр электрооборудования;
- проверку комплектности и надежности крепления деталей;
- проверку внешним осмотром исправности кабеля (шнура);
- проверку четкости работы выключателя;
- использовать только штатные приспособления;

					<i>23.05.01.2018.866.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						<i>116</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

- 2.2) работник обязан доложить руководителю при обнаружении дефектов в электрооборудовании и не эксплуатировать неисправное электрооборудование.
- 2.3) включение электрооборудования производить вставкой исправной вилки в исправную розетку для бытовых приборов;
- 2.4) работник во время работы с электрооборудованием обязан поддерживать порядок на рабочем месте.
- 2.5) при работе с электрооборудованием запрещается:
- оставлять включенное электрооборудование без надзора;
 - передавать электрооборудование лицам, не имеющим право работать с ним;
 - ударять по электрооборудованию;
 - снимать средства защиты;
 - дергать за подводящий провод для отключения;
 - держать палец на выключателе при переносе электрооборудования;
 - натягивать, перекручивать и перегибать подводящий кабель;
 - ставить на кабель (шнур) посторонние предметы;
 - допускать касание кабеля (шнура) с горячими или теплыми предметами
- 2.6) работник обязан выполнять с электрооборудованием только ту работу, для которой предназначено электрооборудование;
- 2.7) если во время работы обнаружится неисправность электрооборудования или работающий с ним почувствует хотя бы слабое действие тока, работа должна быть немедленно прекращена и неисправное электрооборудование должно быть сдано на проверку или в ремонт;
- 2.8) отключение электрооборудования необходимо производить:
- при перерыве в работе;
 - при окончании рабочего процесса;
- 2.9) работник должен отключить электрооборудование, вынув исправную вилку из исправной розетки;
- 2.10) работник должен убедиться, что включение оборудования никого не подвергает опасности;

3. Требования охраны труда во время работы:

3.1) работник во время работы ОБЯЗАН:

- 3.1.1) выполнять только ту работу, которая ему была поручена и по которой он был проинструктирован, не допуская при этом спешки с учетом безопасных приёмов и методов работы;
- 3.1.2) в течение всего рабочего дня содержать в порядке и чистоте рабочее место;
- 3.1.3) держать открытыми все вентиляционные устройства;

3.2) работнику во время работы ЗАПРЕЩАЕТСЯ:

- 3.2.1) допускать захламленность рабочего места бумагой в целях недопущения накапливания органической пыли: производить отключение питания во время выполнения активной задачи.
- 3.2.2) производить частые переключения питания;
- 3.2.3) включать сильно охлажденное (принесенное с улицы в зимнее время) оборудование;
- 3.2.4) производить самостоятельно вскрытие и ремонт оборудования;

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		117

4. Требования охраны труда в аварийных ситуациях:
- 4.1) работник обязан во всех случаях обнаружения обрыва проводов питания, неисправности заземления и других повреждений электрооборудования, появления запаха гари немедленно отключить питание и сообщить об аварийной ситуации руководителю и дежурному электрику предприятия;
 - 4.2) при обнаружении человека, попавшего под напряжение, немедленно освободить его от действия тока путем отключения электропитания и до прибытия врача оказать потерпевшему первую медицинскую помощь;
 - 4.5) при возгорании оборудования отключить питание и принять меры к тушению очага пожара при помощи углекислого или порошкового огнетушителя, вызвать пожарную команду и сообщить о происшествии руководителю работ;
5. Требования охраны труда после окончания работы:
- 5.1) привести в порядок рабочее место, для чего убрать инструменты, обрывки проводов и другой мусор;
 - 5.2) сообщить своему непосредственному начальнику о всех замечаниях, неисправностях аппаратуры и оборудования, выявленных в ходе работы;
 - 5.3) снять спецодежду;
 - 5.4) отключить электроэнергию. [10]

Выводы по разделу шесть

В главе рассмотрен комплекс мероприятий по снижению травматизма в автомобильном транспорте.

Правильно организованная работа по обеспечению безопасности труда повышает дисциплинированность работников, что, в свою очередь, ведет к повышению производительности труда, снижению количества несчастных случаев, поломок оборудования и иных нештатных ситуаций, то есть повышает в конечном итоге эффективность производства.

Анализ условий труда на рабочем месте, участке, в цехе или зоне следует начинать с определения с имеющихся в производственном процессе опасных и вредных факторов, а оценка условий труда на предприятиях автосервиса по критерию травмоопасности проводится путем сравнения фактически имеющихся средств защиты, работающих от травм с нормативными.

Реальные травмоопасные факторы проявляются в результате возникновения нештатной ситуации – ЧП. Основными причинами несчастных случаев являются ошибки оператора или нарушение правил безопасного проведения работ при нормально функционирующей технике, отказ или авария оборудования.

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		118

7 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

7.1 Расчет стоимости базового автомобиля

Базовая стоимость автомобиля [5]:

$$C_6 = 895000 \text{ руб.}$$

Стоимость сервисного обслуживания.

Пробег автомобиля за год при 8 часовом рабочем дне водителя, учетом всех праздничных и выходных дней и при полной загрузке составит [8]:

$$P_a = 454 \cdot 247 = 112138 \text{ км.}$$

Стоимость ТО у официального дилера ОАО «ГАЗ» в Челябинске приведена в таблице 7.1.

Таблица 7.1

Наименование ТО	Стоимость
ТО – 2000	7500 руб.
ТО – 15000	7500 руб.
ТО – 30000	7500 руб.
ТО – 45000	7500 руб.
ТО – 60000	7500 руб.
ТО – 75000	7500 руб.
ТО – 90000	7500 руб.
ТО – 105000	7500 руб.

Итого за год:

$$C_{\text{ТО}} = 7500 \cdot 8 = 60000 \text{ руб.}$$

Затраты на топливо.

Цена топлива марки АИ-92 НА автозаправочных станциях «АЗС Башнефть» составляет 36,90 руб. за литр.

Расход топлива за год при всех исправно работающих узлах и агрегатах составит:

$$q_{\text{ТГ}} = \frac{112138 \cdot 23,79}{100} = 26677,6 \text{ л. [9]}$$

Затраты на топливо составят:

									23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						119

$$C_T = 26677,6 \cdot 36,90 = 984403,44 \text{ руб.}$$

Общая стоимость базового автомобиля с учетом всех затрат за год:

$$C_o = C_o + C_{TO} + C_T, \text{ руб.};$$

$$C_o = 895000 + 60000 + 984403,44 = 1939403,44 \text{ руб.}$$

7.2 Расчет стоимости проектируемого автомобиля [9]

Рассчитаем трудозатраты на установку мотор колес. Данные занесем в таблицу 7.2.

Таблица 7.2

№ операции	Наименование и содержание работ (операций)	Трудоёмкость, чел.·ч.
1	Установка автомобиля на пост	0,10
2	Открутить гайки крепления колёс (на каждое колесо по шесть гаек, колёс всего два)	0,15
3	Снять колесо (колёс всего два)	0,03
4	Снять КПП	1,80
5	Снять сцепление	1,35
6	Снять задний мост	4,15
7	Заменить комплект проводов	2,18
8	Установка балки заднего моста	2,85
9	Установка сцепления	3,30
10	Установка КПП	2,15
11	Установить мотор-редукторы (колёс всего два)	0,10
12	Прикрутить болты крепления мотор-редукторов (на каждый мотор-редуктор по восемь болтов, колёс всего два)	0,20

Продолжение таблицы 7.2

13	Установить колеса	0,03
14	Прикрутить гайки крепления колёс (на каждое колесо по шесть гаек, колёс всего два)	0,15
	Итого:	20,22

Рассчитаем стоимость работ по установке мотор-колес.

Средняя зарплата автомеханика составляет [5]:

$$Z_a = 42000 \text{ руб.};$$

тогда стоимость одного нормочаса будет равна:

$$H_q = 42000 / (8 \cdot 21) = 250 \text{ руб./ч.}$$

Стоимость установки мотор-колес составит:

$$C_{\text{УМК}} = 250 \cdot 20,22 = 5055 \text{ руб.}$$

Сервисное обслуживание двигателей с $n_e = 3000$ об/мин проводить каждые 8000 –10000 тысяч часов работы. Ориентировочно 2 раза в год. Стоимость ТО электро-двигателей составит:

$$C_{\text{ТОЭ}} = 8439 \text{ руб.},$$

$$\sum C_{\text{ТОЭ}} = 8439 \cdot 2 \cdot 2 = 33756 \text{ руб.}$$

Затраты на топливо.

Цена топлива марки АИ-92 НА автозаправочных станциях «АЗС Башнефть» составляет 36,90 руб. за литр.

Расход топлива за год при всех исправно работающих узлах и агрегатах составит:

$$q_{\text{ТГ}} = \frac{112138 \cdot 11,125}{100} = 12475,3 \text{ л.}$$

Затраты на топливо составят:

$$C_{\text{Т}} = 12475,3 \cdot 36,90 = 460338,57 \text{ руб.}$$

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
						121
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Общая стоимость проектируемого автомобиля с учетом всех затрат за год:

$$C_0 = C_6 + C_{ТО} + C_{УМК} + \sum C_{ТОЭ} + C_T, \text{ руб.}$$

$$C_0 = 895000 + 60000 + 5055 + 33756 + 460338,57 = 1454149,57 \text{ руб.}$$

Получаем, что при установке ЭМК на автомобиль ГАЗ-2705 его стоимость, а также стоимость обслуживания возрастает. Возникает необходимость в оплате работ по установке ЭМК и их обслуживанию. Однако при расчете показателей топливной экономичности получили, что затраты на топливо у проектируемого автомобиля существенно снижены. И итоговая стоимость автомобиля с учетом годовых затрат на обслуживание также существенно понижается.

Выводы по разделу семь

В данной главе была рассчитана стоимость базового автомобиля с учетом затрат за год, а также стоимость проектируемого автомобиля с учетом затрат на установку ЭМК, обслуживание и топливо.

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		122

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе рассмотрена конструкция автомобиля категории М₂ с установкой на него мотор-колес. Подобран отвечающий всем требованиям электродвигатель 415 НИЛД. Произведен кинематический расчет мотор-редуктора и прочностной расчет тихоходной цилиндрической ступени. Расчитан тяговый и мощностной баланс автомобиля ГАЗ-2705. Описаны правила техники безопасности при работе с электрооборудованием и электроинструментом. Проведены экономические расчеты, по итогам которых произведена стоимостная оценка автомобиля ГАЗ-2705 с учетом годовых затрат на обслуживание и ГСМ, и оценка проектируемого автомобиля с аналогичными затратами. В результате расчетов получили, что при установке ЭМК на автомобиль ГАЗ-2705 его стоимость, а также стоимость обслуживания возрастает. Возникает необходимость в оплате работ по установке ЭМК и их обслуживанию. Однако при расчете показателей топливной экономичности получили, что затраты на топливо у проектируемого автомобиля существенно снижены. И итоговая стоимость автомобиля с учетом годовых затрат на обслуживание также существенно понижается.

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
						123
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Анурьев, В.Н. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 ч. Ч. 3 / В.Н. Анурьев – 5-е изд. доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1980. – 557 с.
- 2 Вахламов, В.К. Автомобили: Конструкция и эксплуатационные свойства: учебное пособие / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2009. – 150с.;
- 3 Галимзянов, Р.К. Теория автомобиля: учебное пособие / Р.К. Галимзянов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. – 200 с.
- 4 Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – 4-е изд., перераб. и доп. – М: Высшая школа, 1985. – 416 с.: ил.
- 5 Ковальчук, Е.Р. Основы автоматизации машиностроительного производства: Учебник для машиностроительных специальностей вузов / Е.Р. Ковальчук, М.Г. Косов, В.Г. Митрофанов и др.; Под редакцией Ю.М. Соломенцева. – Москва: Высшая школа, 1999. – 311 с.
- 6 Кулыгин, В.Л. Основы технологии машиностроения: учебное пособие / В.Л. Кулыгин, И.А. Кулыгина – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – 147 с.
- 7 Кулыгин, В.Л. Технология машиностроения: учебное пособие для студентов вузов / В.Л. Кулыгин, В.И. Гузеев, И.А. Кулыгина – Москва: Издательский Дом «БАСТЕТ», 2011. – 184 с.
- 8 Решетов, Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д.Н. Решетов – 4-е издание доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
- 9 Уланов, А.Г., Губарев А.В. Конструирование и расчет наземных транспортно-технологических средств: учебное пособие для вузов по специальности «Наземные транспортно-технологические средства» / А.Г. Уланов, А.В. Губарев. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2015. – 565 с.
- 10 Яковлев, А.И. Конструкция и расчёт электромотор-колёс/ А.И. Яковлев. – М.: Машиностроение, 1970. – 240 с.
- 11 ГОСТ 1050-88. Сталь качественная и высококачественная. Сортовой и фасонный прокат, калиброванная сталь. Межгосударственный стандарт.: Издательство стандартов, 1996. – 6 с.
- 12 ГОСТ 14205-83. Технологичность конструкции изделий. Термины и определения. Межгосударственный стандарт.: Издательство стандартов, 1983. – 5с.
- 13 ГОСТ 10903-77. Сверла спиральные с коническим хвостовиком. Основные размеры. Межгосударственный стандарт.: Издательство стандартов, 1977. – 9с.
- 14 ГОСТ 1672-80. Развертки машинные цельные. Типы, параметры и размеры. Межгосударственный стандарт.: Издательство стандартов, 1980. – 14с.
- 15 ГОСТ 25158-82. Протяжки для шлицевых отверстий с эвольвентным профилем диаметром от 15 до 90 мм, модулем от 1 до 2,5 мм с центрированием по наружному диаметру. Конструкция и размеры. Межгосударственный стандарт.: Издательство стандартов, 1982. – 120с.

					<i>23.05.01.2018.866.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		124

16 ГОСТ 10331-81. Фрезы червячные мелко модульные для цилиндрических зубчатых колес с эвольвентным профилем. Технические условия. Межгосударственный стандарт.: Издательство стандартов, 1981. – 149с.

17 ГОСТ 9324-80. Фрезы червячные чистовые однозаходные для цилиндрических зубчатых колес с эвольвентным профилем. Технические условия. Межгосударственный стандарт.: Издательство стандартов, 1980. – 96с.

18 ГОСТ Р 52781-2007. Круги шлифовальные и заточные. Технические условия. Межгосударственный стандарт.: Издательство стандартов, 2007. – 30с.

19 <http://www.chtodelatesly.ru/kategorii-kolesnyx-transportnyx-sredstv/>

20 <http://ustroistvo-avtomobilya.ru/transmissiya/konstruktivny-e-osobennosti-elektromotor-koles/>

21 <http://www.autonet.ru/auto/ttx/gaz/2705>

22 <http://www.render.ru/xen/threads/ГАЗ-322132-114-газель-пассажирская.11544>

23 <http://www.samodelkin.komi.ru/articles/gibrid01.html>

24 <http://www.lib.knigi-x.harakteristiki-electromobili.ru>

25 <http://systemsauto.ru/engine/electric-car.html>.

26 <https://www.stanki.ru/catalog>

					<i>23.05.01.2018.866.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						<i>125</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А. СПЕЦИФИКАЦИИ

					23.05.01.2018.866.00 ПЗ	Лист
						126
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		