

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра Проектирование и эксплуатация автомобилей

(наименование)

23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы

(направленность (профиль)/специализация)

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ)

на тему Разработка автоматической гидромеханической коробки передач
для городского автомобиля малого класса

Студент

Д.А. Швырялкин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук, доцент М.В. Прокопьев

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Консультанты

канд. техн. наук, доцент А.Н. Москалюк

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. экон. наук, доцент Сярдова О.М.

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2021

Аннотация

Выпускная квалификационная работа на тему «Разработка автоматической коробки передач для городского автомобиля малого класса» включает в себя разработку механической части и общей компоновки автоматической коробки передач. Результаты выполнения дипломного проекта представлены в виде расчетно-пояснительной записки и комплекта чертежей.

Была изучена история появления автоматической коробки передач на автомобильном транспорте и рассмотрены наиболее распространенные конструкции. Был произведен технический расчет конструкции коробки передач, которая предназначается для автомобиля особо-малого класса, эксплуатируемого в условиях города.

Проведен анализ безопасности жизнедеятельности при проектировании и производстве транспортных средств и их компонентов.

В экономической части произведен расчет себестоимости коробки передач и приведено обоснование экономической целесообразности данного проекта.

Abstract

The final qualifying work on the topic "Development of an automatic transmission for a small urban car" includes the development of the mechanical part and the general layout of the automatic transmission. The results of the graduation project are presented in the form of a calculation and explanatory note and a set of drawings.

The history of the appearance of an automatic transmission was studied and the most common designs were considered. A technical calculation was made of the design of the gearbox, which is intended for a very small class vehicle operated in urban conditions.

The analysis of life safety in the design and manufacture of vehicles and their components.

In the economic part, the calculation of the prime cost of the gearbox was made and the feasibility of this project was substantiated.

Содержание

Введение	6
1 Обоснование актуальности объекта дипломного проекта	8
1.1 Назначение и виды коробок передач	8
1.2 Конструкция современной автоматической коробки передач	17
1.3 Выбор компоновочной схемы проектируемого объекта	20
2 Эксплуатационные характеристики автомобиля	22
2.1 Анализ ближайших аналогов	22
2.2 Определение параметров массы автомобиля	24
2.3 Уточнение колесной формулы	24
2.4 Выбор шин автомобиля	26
2.5 Выбор типа двигателя	27
2.6 Выбор габаритной высоты и коэффициента сопротивления воздуха	28
3 Тяговый расчет и определение тяговых характеристик автомобиля	29
3.1 Выбор методологического обеспечения	29
3.2 Определение максимальной мощности двигателя	30
3.3 Построение внешней скоростной характеристики	31
3.4 Кинематическая схема трансмиссии	32
3.5 Определение передаточных чисел трансмиссии	39
3.6 Построение динамической характеристики	40
3.7 Построение графиков времени и пути разгона	42
3.8 Построение топливно - экономической характеристики автомобиля	46
4 Разработка и расчет конструкции автоматической коробки передач	48
4.1 Выбор рабочей жидкости автоматической коробки передач	48
4.2 Расчет фрикционных дисковых элементов управления	49
4.3 Расчет шлицевых соединений	53
4.4 Расчет осей сателлитов планетарных рядов	55
4.5 Силовой расчет коробки передач	57
4.5.1. Выбор материала и термообработки зубчатых колес	57

4.5.2 Расчет зубчатых колес на контактную и изгибную выносливости	57
4.6 Определение геометрических параметров зубчатых зацеплений	59
5 Охрана труда и безопасность объекта дипломного проектирования	66
5.1 Аспекты безопасности водителя и пассажиров для городского автомобиля	66
5.1.1 Активная безопасность	66
5.1.2 Пассивная безопасность	67
5.2 Проверка эффективности системы пассивной безопасности	69
5.3 Стандарты проведения краш-тестов	70
6 Экономический раздел дипломного проекта	74
Заключение	81
Список используемых источников	82
Приложение А Графики тягового расчета	87
Приложение Б Спецификации	94

Введение

Автомобильная промышленность одна из ведущих отраслей хозяйства. Поэтому она имеет значительную роль в экономическом и социальном развитии России и всего мира.

«Эффективность работы автомобильного транспорта влияет на производительность труда всех отраслей промышленности и сельского хозяйства. Большое значение приобретают разработка и создание более прогрессивных моделей автомобильной техники, совершенствование конструкции агрегатов автотранспортных средств, улучшения эксплуатационных качеств.» [1]

Успехи, достигнутые в фундаментальной промышленности за последние годы в фундаментальных и прикладных науках, открывают новые возможности для развития автомобильной техники.

Важнейшими направлениями дальнейшего повышения технического уровня автомобильной техники является уменьшение расхода топлива и масла, поэтому запасы неограничны, а применение альтернативного топлива для создания более благоприятной экологической ситуации в стране и мире.

«Высоких показателей топливной экономичности можно добиться в результате дальнейшего уменьшения массы автомобиля, установки дизелей, улучшения аэродинамических показателей, совершенствование конструкций трансмиссии и других узлов, а также расширение применения электронных устройств, позволяющих поддерживать оптимальные режимы движения. Масса автомобиля может быть уменьшена при широком использовании легких сплавов, пластмасс, высокопрочных сталей, а также при рациональном конструировании сборочных единиц и деталей с помощью компьютерной техники.» [1]

При проведении конструкторских работ необходимо определить тип транспортного средства, ее назначение и условия эксплуатации. В

соответствии с этими условиями производится дальнейшее проектирование: определяются предельные нагрузки на узел, определяются передаточные числа ступеней, рассчитываются массово-габаритные характеристики деталей конструкции и т.д.

Современное проектирование производится с использованием компьютерной техники и специализированных расчетных и графических пакетов.

«Применение компьютерной техники дает возможность ускорить конструкторские расчеты, осуществить математическое моделирование сложных физических процессов, учитывать значительно большее число факторов при расчетах, а следовательно, более обоснованно выбрать конструктивные параметры проектируемого автомобиля. В настоящее время внедряется система автоматизированного проектирования с применением технических средств обработки информации и математических методов для решения основных задач конструирования и доводки агрегатов автомобиля. Внедрение САПР позволяет снизить продолжительность и трудоемкость конструкторской подготовки производства с подсистемами автоматизированной системы управления производством.» [4]

В дипломной работе также при проектировании будут использоваться специализированные приложения для ускорения процесса конструирования и повышения качества производимых работ.

1 Обоснование актуальности объекта дипломного проекта

1.1 Назначение и виды коробок передач

Коробка передач автомобиля служит для изменения величины и направления крутящего момента и частоты вращения, передаваемой от двигателя на ведущие колеса. Также коробка передач предназначена для долговременного разъединения кинематической связи между двигателем и трансмиссией транспортного средства.

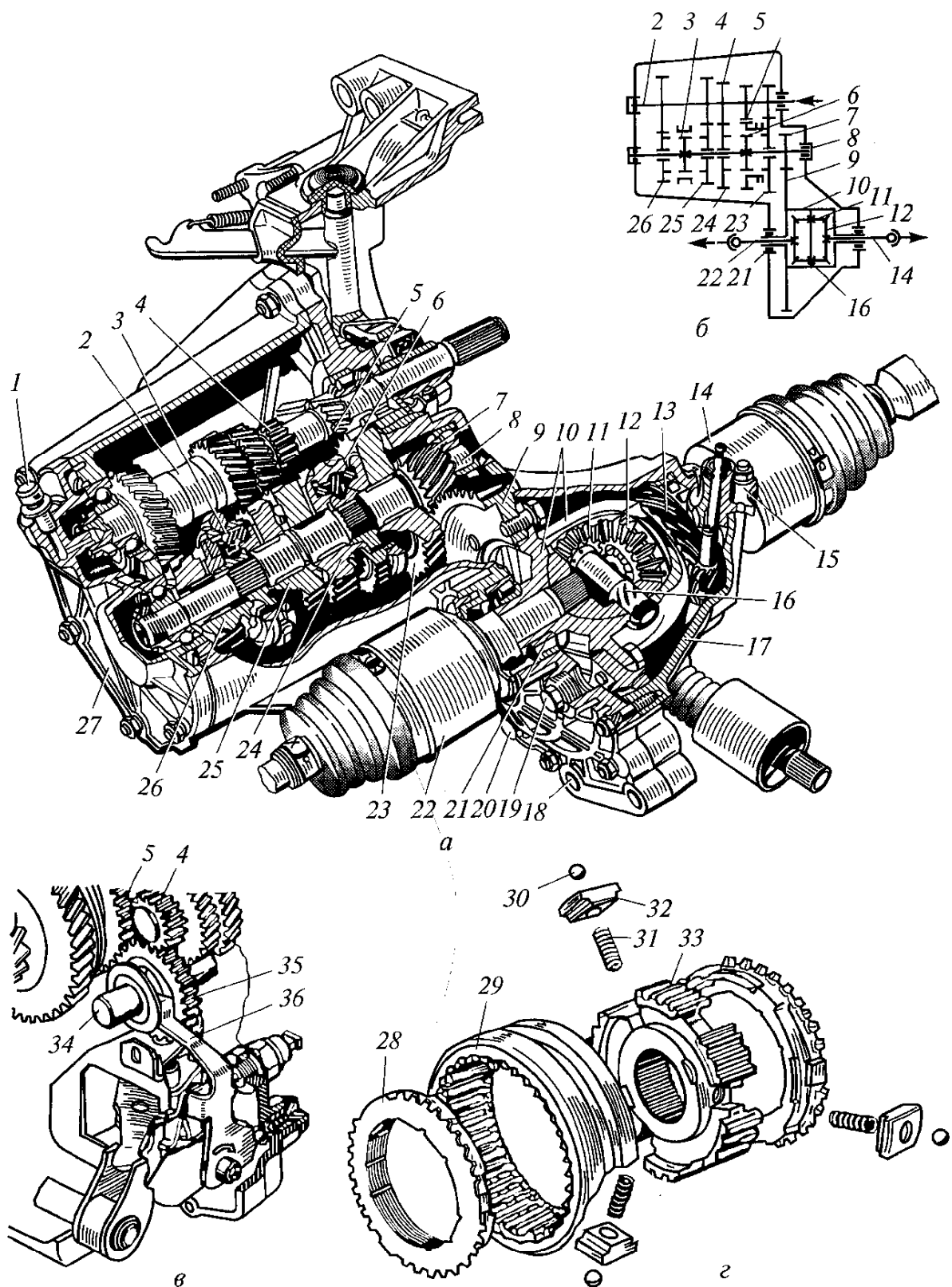
Существует несколько основных типов коробок передач, которые получили широкое распространение в автомобилестроении. К этим типам коробок передач относятся следующие виды коробок передач:

- механическая;
- автоматическая;
- автоматическая роботизированная;
- автоматическая вариаторная.

Для понимания сути каждого из видов этого агрегата, рассмотрим их по отдельности.

Механическая коробка передач представляет собой по сути редуктор с изменяемым в широком диапазоне передаточным отношением. Величина этого передаточного отношения и разность передаточных чисел между соседними рядами определяется количеством ступеней, что также является характеристикой коробки передач. Как правило, механическая коробка передач легкового автомобиля имеет 4...6 передач. Грузовой автомобиль как правило имеет количество ступеней 5...8, а с использованием делителя это число может быть увеличено до 10...16, а в отдельных случаях до 18.

Конструкция двухвальной механической коробки передач, применяемой на переднеприводных легковых автомобилях ВАЗ, представлена на рисунке 1.



a — общий вид; *б* — схема; *в* — включение заднего хода; *г* — детали синхронизатора;
 1 — сапун; 2 — первичный вал; 3, 6 — синхронизаторы; 4, 7, 9, 12, 13, 23, 24, 25, 26,
 35 — шестерни; 5 — зубчатый венец; 8 — вторичный вал; 10 — корпус; 11 —
 сателлит; 14, 22 — шарниры; 15 — привод спидометра; 16, 34 — оси; 17, 18 —
 картеры; 19, 20 — пробки; 21 — подшипник; 27 — крышка; 28 — кольцо; 29 — муфта;
 30 — фиксатор; 31 — пружина; 32 — сухарь; 33 — ступица; 36 — вилка

Рисунок 1 - Коробка передач переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ

«Коробка передач механическая, четырехступенчатая, трехходовая, с постоянным зацеплением шестерен, с синхронизаторами и ручным управлением.» [10]

Использование в конструкции коробки передач синхронизаторов позволяет переключать передачи быстро и без дополнительных усилий, прилагаемых водителем. Подавляющее большинство современных механических коробок передач являются синхронизированными.

Автоматическая коробка передач. Традиционно под этим термином понимают автоматическую коробку передач с планетарными рядами механической части с гидротрансформатором. Отличием автоматической коробки передач является возможность изменения передаточных чисел трансмиссии без участия водителя, в зависимости от дорожных условия, величины открытия дроссельной заслонки и т.д.

Основным элементом любой автоматической коробки передач будет являться гидротрансформатор, рисунок 2

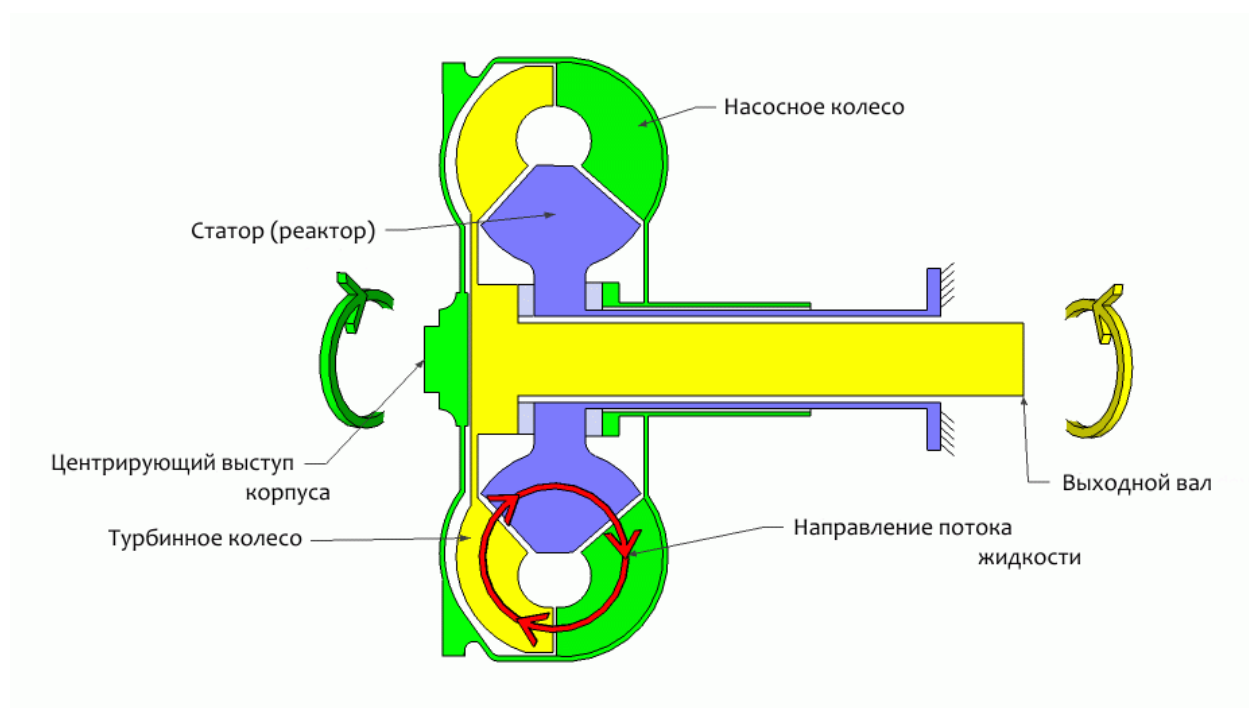


Рисунок 2 – Схема работы гидротрансформатора

«Именно за счёт гидротрансформатора обеспечивается возможность кратковременной остановки автомобиля без необходимости перевода АКП в режим нейтрали. Гидротрансформатор позволяет увеличивать крутящий момент в зависимости от нагрузки, что является преимуществом любой гидромеханической АКП. Гидротрансформатор сглаживает крутильные колебания. Также именно гидротрансформатор обеспечивает возможность так называемого «ползущего режима», когда расторможенная машина на холостом ходу мотора может двигаться с очень низкой скоростью. Ради экономии топлива гидротрансформатор блокируется на подавляющем большинстве режимов движения. На АКП автобусов и гусеничных машин возможно использование гидротрансформатора в качестве гидродинамического тормоза. Заполнение жидкостью гидротрансформатора происходит из общей гидросистемы АКП. По умолчанию гидротрансформатор располагается между двигателем и самой КП, но в трансмиссиях грузовых автомобилей, автобусов и гусеничных машин гидротрансформатор также может располагаться внутри самой АКП между планетарными рядами.» [10]

Автоматическая коробка передач (АКП, АКПП) – разновидность трансмиссии автомобилей, обеспечивает автоматический (без прямого участия водителя) выбор соответствующего текущих условий движения передаточного числа, в зависимости от множества факторов, рисунок 3.

«С чисто технической точки зрения, «автоматической» является любой вид коробки передач, в которой переключение передач осуществляется автоматически, без участия водителя. Однако исторически название «автоматическая коробка передач» закрепилось лишь за одной разновидностью таких коробок передач – гидромеханической планетарной коробки передач, которая и описывается преимущественно в текущем разделе.» [10]

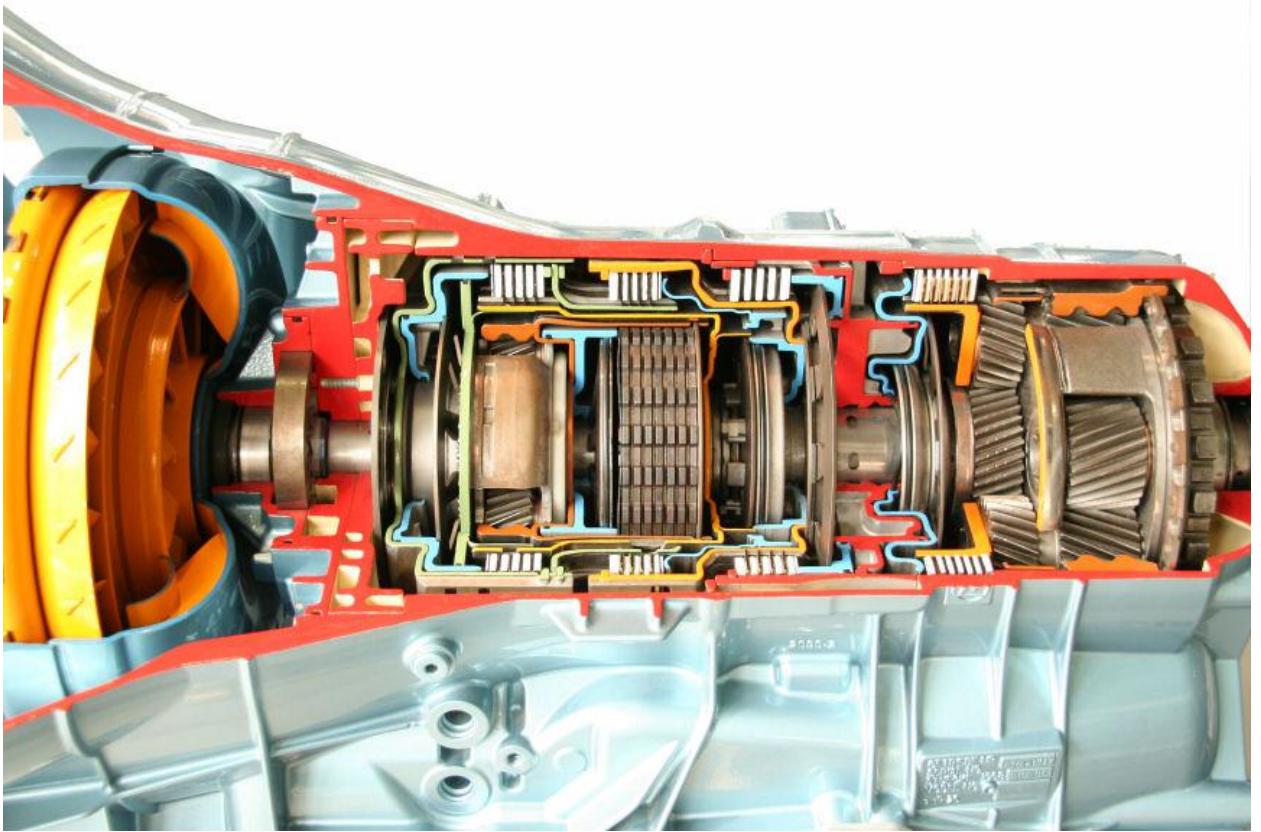


Рисунок 3 – Разрез шестиступенчатой АКПП ZF 6HP26

«В последние десятилетия, наряду с классическими гидромеханическими АКП предлагаются и различные варианты механических коробок передач с автоматизированным переключением («роботы»), имеющих электронное управление и электромеханические или электропневматические исполнительные устройства – по указанным выше причинам они выделяются в отдельный класс. Используемая на некоторых автомобилях вариаторная передача разновидностью автоматической коробки передач не является, как и коробкой передач вообще – вариатор осуществляет изменение передаточного числа трансмиссии плавно, без каких-либо фиксированных ступеней (передач), и, таким образом, является подвидом бесступенчатой трансмиссии.

Согласно принятой инженерной терминологии, «автоматической коробкой передач» именуется только планетарная часть агрегата, непосредственно осуществляет переключение передач, которая вместе с

гидротрансформатором образует автоматическую передачу. При этом автоматическая коробка передач всегда действует в паре с гидротрансформатором, без которого ее нормальная работа невозможна, поэтому в быту часто «автоматической коробкой передач» называют все трансмиссионный агрегат, включая и гидротрансформатор, что является не вполне точным – гидротрансформатор непосредственно в переключении передач не берет, а только подает заданное значение крутящего момента на входной вал автоматической коробки и обеспечивает тушение толчков при переключении передач. Также в отечественной литературе для обозначения данного трансмиссионного агрегата используется термин гидромеханическая передача (ГМП) – например, относительно автомобилей «Чайка» и автобусов ЛиАЗ; это название отражает неспособность к автоматизированному переключения передач, а конструктивную особенность – сочетание гидравлических и механических элементов, и равнозначно с приведенным выше.» [14]

Термины «коробка-автомат» и «автоматическая коробка передач» равнозначны. Первый в настоящее время является несколько архаичным и практически вытеснен вторым в официальной документации. Словосочетание «автоматическая трансмиссия» получило в последнее время некоторое распространение, главным образом в Интернете, не вполне корректным заимствованием из английского языка, ведь независимо от принципа работы, автоматическая коробка передач является лишь одним из многих агрегатов трансмиссии транспортного средства.

Роботизированная автоматическая коробка передач. Данный тип коробок передач также относится к разряду автоматических, но в отличие от коробок переедая с гидротрансформатором, процессом управления работы сцепления и переключения передач во всем диапазоне управляет автоматика. Переключение производится при помощи сервоприводов, водитель также исключается из этого процесса. Однако, на коробках передач с механизмом

«Типтроник» (Tiptronic) возможно переключение передач во всем диапазоне в ручном режиме.

Конструкция роботизированной коробки не отличается от конструкции механической, и это ее основной плюс. Минусом данной коробки передач является сложная электронная система управления механизмом выжима сцепления и переключения передачи. Сам механизм сцепления тоже значительно отличается от аналогичного узла на механической коробке передач.

«Революционным решением стала появившаяся в начале 80-х трансмиссия с двумя сцеплениями DCT (dual clutch transmission), рисунок 4» [20]

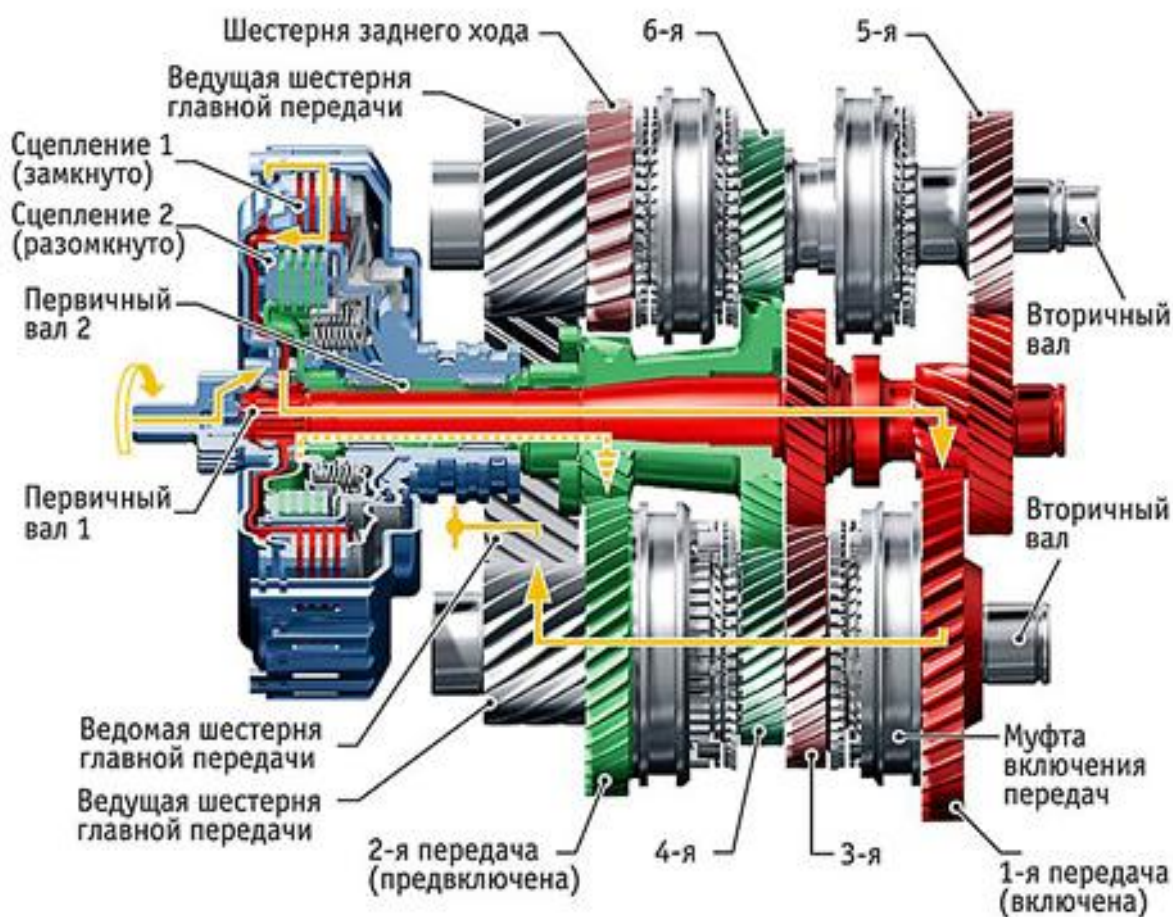


Рисунок 4 - Состояние DSG при движении на первой передаче.

Муфтами блокированы шестерни 1-й и 2-й передач

«Рассмотрим её работу на примере 6-ступенчатой коробки DSG концерна Volkswagen. У коробки два вторичных вала с расположенными на них ведомыми шестернями и синхронизаторами — как у шестиступенчатой «механики» Гольфа. Первичных валов тоже два: они вставлены друг в друга по принципу матрёшки. Каждый из валов соединяется с двигателем через отдельное многодисковое сцепление. На внешнем первичном валу закреплены шестерни второй, четвёртой и шестой передач, на внутреннем — первой, третьей, пятой и заднего хода. Допустим, автомобиль начинает разгон с места. Включается первая передача (муфта блокирует ведомую шестерню первой передачи). Замыкается первое сцепление, и крутящий момент через внутренний первичный вал передаётся на колёса. Но одновременно с включением первой передачи электроника прогнозирует последующее включение второй — и блокирует её вторичную шестерню. Именно поэтому такие коробки ещё называют преселективными. Таким образом, включены две передачи сразу, но заклинивания не происходит, — ведущая шестерня второй передачи находится на внешнем валу, сцепление которого пока разомкнуто.

Когда машина достаточно разгонится и компьютер решит повысить передачу, размыкается первое сцепление и одновременно замыкается второе. Крутящий момент теперь идёт через внешний первичный вал и пару второй передачи. На внутреннем валу уже выбрана третья. При замедлении те же операции происходят в обратном порядке. Переход происходит практически без разрыва потока мощности.» [38]

Вариаторная коробка передач относится к разряду бесступенчатой трансмиссии. Дело в том, что у данного типа трансмиссии нет фиксированных передаточных чисел, а изменение передаточного отношения производится за счет плавного изменения передаточных отношений на шкивах коробки. Схематичный разрез вариаторной коробки передач показан на рисунке 5.

«Существуют вариаторы не только с ременным приводом (вариатор CVT), но и цепным. В основном применяется в автомобилях Audi. Крутящий момент передается, так же как и в CVT, только диски сжимают цепь, которая имеет клиновидные оси звеньев. Цепь передает усилие тянущее, а не толкательное как ремень.» [20]

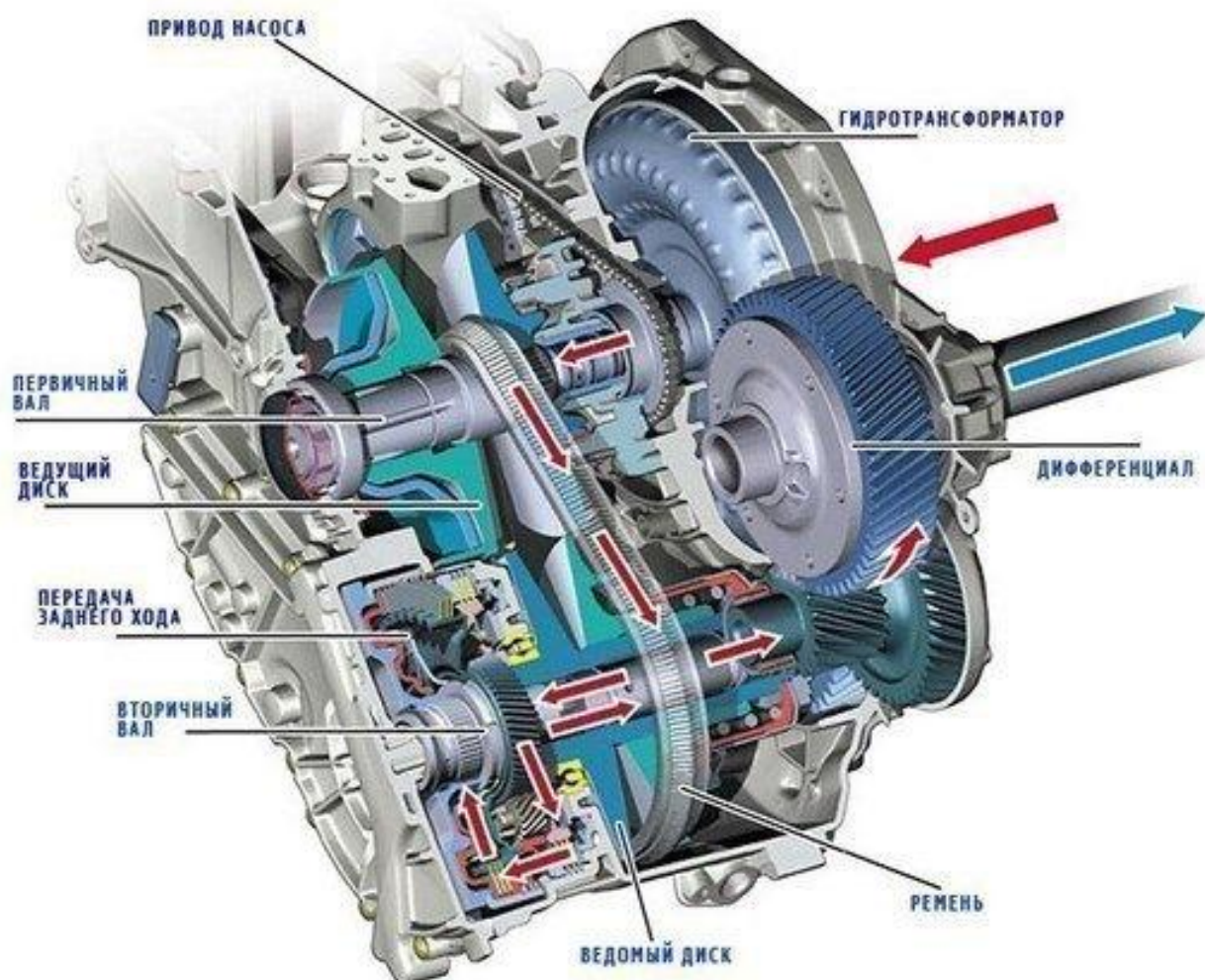


Рисунок 5 – Вариаторная коробка передач

«При увеличении оборотов двигателя приводится в действие гидротрансформатор, который передает крутящий момент на первичный вал. На первичном валу установлен ведущий шкив и при воздействии на него гидроцилиндра, «щеки» начинают сходиться, что приводит к увеличению трения между ними и клиновидным ремнем. Далее под действием трения усилие передается на ведомый шкив, который соединен с вторичным валом.

«Щеки» ведомого шкива в этот момент максимально сведены, то есть получается низшая передача. Далее при развитии оборотов происходит смена диаметров ведущего и ведомого шкивов. Передаточное число увеличивается максимально. Ведомый вал вращает дифференциал, к которому присоединены полуоси ведущих колес. Задняя передача обеспечивается подсоединением к ведомому валу планетарного механизма, который и обеспечивает реверсивное движение ведомого вала. Обеспечивает управление диаметрами шкивом электронная система управления, она же включает, по средствам актуаторов заднюю и пониженную передачу. Как видим, при использовании вариатора нет резких рывков при переключении, обеспечивается более плавный ход и экономия топлива, так как электроника выбирает оптимальный режим оборотов двигателя и передаточное число шкивов.» [20]

1.2 Конструкция современной автоматической коробки передач

«Автоматическая гидромеханическая передача включает в себя гидротрансформатор крутящего момента и автоматическую планетарную коробку передач.» [43]

«Гидротрансформатор конструктивно располагается так же, как сцепление по МКП – между двигателем и собственно АКП. Корпус гидротрансформатора с ведущей турбиной закрепляется на маховике двигателя, как корзина сцепления. Основная роль гидротрансформатора – передача момента с проскальзыванием при трогании с места. На высоких оборотах двигателя (и обычно на 3-4 передачи) гидротрансформатор обычно блокируется находится внутри него фрикционной муфтой, делает проскальзывания невозможным и ликвидирует затраты энергии (и расход топлива) на вязкое трение масла в турбинах. Гидротрансформатор состоит из трех рабочих колес – турбонасоса (жестко связанного с корпусом), турбины и статора. Статор обычно глухо заторможен на корпус АКП, но в некоторых

исполнениях торможение статора включается фрикционной муфтой с целью максимально эффективного использования гидротрансформатора во всем диапазоне оборотов.» [39]

«АКП (планетарная часть автоматической передачи) состоят из планетарных редукторов, фрикционных и обгонных муфт, соединительных валов и барабанов. Также иногда применяется тормозная лента, затормаживают один из барабанов относительно корпуса коробки передач при включении той или иной передачи. Исключение – АКП фирмы Honda, где планетарный редуктор заменен на валы с шестернями (как на МКП).

Планетарный редуктор передает крутящий момент опосредованно.

Фрикционные муфты (иногда называются «пакет») осуществляют переключение передач соединением или разъединением элементов АКП – входного и выходного валов и элементов планетарных редукторов, а также их затормаживанием на корпус АКП. Муфта выглядит как нечто среднее между сцеплением и синхронизатором в МКП и состоит из барабана и хаба, барабан имеет большие прямоугольные шлицы внутри, хаб – большие прямоугольные зубы снаружи. Между барабаном и хабом расположен пакет кольцеобразных фрикционных дисков, часть из которых выполнена из металла и имеет выступы снаружи, входящие в шлицы барабана, а часть – из пластмассы и имеет вырезы внутри, куда входят зубы хаба. Сообщение фрикционной муфты производится сжатием пакета дисков гидравлически кольцеобразным поршнем, установленном в барабане. Масло к цилиндру подводится через канавки в барабане, валах и корпусе АКП.» [10]

«Обгонная муфта свободно проскальзывает в одном направлении и заклинивает с передачей момента в другом. Обычно состоит из внешнего и внутреннего колец и расположенного между ними сепаратора с роликами. Используется для снижения ударов во фрикционных муфтах при переключении передач (передача момента начинается только при повышении оборотов двигателя после переключения, приводит к попытке одной из деталей планетарного редуктора вращаться в обратную сторону и

заклинивания ее в обгонной муфте), а также для отключения торможения двигателем в некоторых режимах работы трансмиссии.» [14]

«Пример кинематики включения передач в одной из АКП (Nissan Almera):» [44]

- «задний ход центра планетарного ряда 1 сообщен с входным валом, водило заторможено в корпусе пакетом, внешнее колесо выполнено в одной детали с водилом ряда 2 и глухо сообщено с выходным валом. Внешнее колесо ряда 2 не сообщено ни с чем, ряд 2 не передает момента;

- первая передача центра планетарного ряда 1 не уведомило ни с чем, ряд 1 не передает момента. Центр ряда 2 глухо сообщен с входным валом, водило – с выходным, внешнее колесо сообщено пакетом с обгонной муфтой. При низких оборотах двигателя трансмиссия прокручивается в обгонной муфте, не передавая моментов, при высоких – внешнее колесо 2 затормаживается и ряд 2 передает момент. Первая передача с возможностью торможения двигателем включается так же, но с блокировкой обгонных муфт пакетами;» [18]

- «вторая передача: центра ряда 1 заторможено в корпусе тормозной лентой, водило сообщено пакетом через обгона муфту с внешним колесом ряду 2, внешнее колесо ряда 1 глухо соединено с водилом ряда 2 и с выходным валом, центр ряду 2 глухо сообщен с входным валом . В этом режиме, в отличие от первой передачи, работают оба планетарных ряда, и внешнее колесо ряда 2 не заторможено в корпусе, а медленно вращается в прямом направлении, что дает более высокую по сравнению с первой передачей передаточное число;» [42]

- «третья передача центра планетарного ряда 1 не уведомило ни с чем, ряд 1 не передает момента. Центр ряда 2 глухо сообщен с входным валом, водило – с выходным, внешнее колесо сообщено двумя пакетами и обгонной муфтой с входным валом. Весь ряд 2 крутится как единое целое (прямая передача). На второй и третьей передаче возможно включение блокировки

обгонной муфты специально предусмотренным фрикционной пакетом, то есть включение торможения двигателем;» [18]

- «четвертая передача (ускоряющая) центра ряда 1 заторможена в корпусе тормозной лентой, водило сообщено пакетом с входным валом, внешнее колесо выполнено в одной детали с водилом ряда 2 и глухо сообщено с выходным валом. Внешнее колесо ряда 2 не сообщено ни с чем, ряд 2 не передает момента.» [41]

«Гидравлическая автоматика использует давление масла от центробежного регулятора, соединенного с выходным валом АКП, а также давление масла от нажатой водителем педали газа. Это дает автоматике информацию о скорости автомобиля и положении педали газа, на основании которой переключаются золотники.

Электронная автоматика использует соленоиды, перемещающие золотника. Кабели от соленоидов выходят вне АКП и идут к расположенному где-то вне АКП блоку управления, иногда объединенному с блоком управления впрыском топлива и зажиганием. Решение о перемещении соленоидов принимается электроникой на основе информации о положении педали газа и скорости автомобиля, а также положении рукоятки селектора.» [42]

1.3 Выбор компоновочной схемы проектируемого объекта дипломного проекта

Условием эксплуатации городского автомобиля является длительное нахождение его в условиях городского трафика. Это связано с необходимостью постоянного торможения-разгона, а также частого переключения передач. Поэтому, с точки зрения эксплуатационного комфорта, наиболее приемлемым будет являться установка автоматической трансмиссии.

Выводы по разделу. Учитывая все рассмотренные варианты автоматических трансмиссий, по нашему мнению, следует сделать выбор в пользу автоматической трансмиссии с гидротрансформатором. Причины следующие:

- конструкция автоматической коробки передач достаточно простая с механической точки зрения, а планетарные ряды являются более надежными с точки зрения передачи и изменения крутящего момента, позволяя варьировать его в более широком диапазоне, за счет затормаживания водила, например;
- конструктивная схема автоматической коробки передач является технологически и конструкторски проработанной, поскольку данный тип коробок эволюционировал в течении длительного времени;
- в сравнении с коробками вариаторными и роботизированными, автоматическая коробка не имеет сложной в изготовлении электроники.
- вариаторная коробка технологически сложна в изготовлении, поскольку предъявляет повышенные требования к допускам на изготовление деталей и материалам, из которых эти детали изготавливаются.

Для проектируемой коробки передач, учитывая характер эксплуатации транспортного средства будет выбрана трехступенчатая коробка-автомат. Выбранное число ступеней позволит обеспечить комфортное передвижение в условиях городского трафика, но в то же время позволит снизить себестоимость коробки передач и сделать ее более компактной и более легкой.

Нужно отметить, что тенденции в автомобилестроении все больше делают акцент на автоматических трансмиссиях, поэтому выбранный тип коробки передач будет полностью соответствовать мировым стандартам в области автомобилестроения.

2 Эксплуатационные характеристики автомобиля

2.1 Анализ ближайших аналогов

Начальным этапом расчета автомобиля является анализ существующих моделей автомобилей, являются аналогами проектируемого автомобиля по определенному критерию. Сравнение и анализ преимуществ и недостатков существующих автомобилей позволит избежать ошибок в будущих расчетах и окончательно определиться с компоновкой и характеристиками автомобиля. За основной критерий для сравнения в нашем случае является класс автомобиля и объем его двигателя. В качестве ближайших аналогов принимаем автомобили поздних годов выпуска. Для сравнения выбираем три автомобиля. Их характеристики приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Анализ ближайших аналогов

Наименование параметра	Аналоги разрабатываемого автомобиля		
	Модель, страна-производитель		
	ВАЗ-1117 (Россия)	Daewoo Matiz (Узбекистан)	Peugeot 107 (Франция)
1	2	3	4
Вид автомобиля	Легковой Особо малого класса	Легковой Особо малого класса	Легковой Особо малого класса
Компоновочная схема	хетчбек	хетчбек	хетчбек
Вместимость пассажиров, n .	5	5	5
Снаряженная масса, m_0 , кг.	980	793	880
Полная масса, m_a , кг.	1190	1168	1235
Максимальная скорость V_{max} , км/год	160	144	158
Время разгона до 100 км/год	14,0	17,0	13,7
Рабочий объем, V_p , л	1600	800	1000
Наличие ограничителя частоты вращения коленчатого вала двигателя (+, -)	+	+	+
Максимальная мощность двигателя, N_{max} , кВт	81	40	80

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4
Частота вращения двигателя при максимальной мощности, n_{max} , об/хв.	5500	5900	6000
Максимальный крутящий момент, M_{emax} , Н*м	110	69	95
Частота вращения двигателя при максимальном крутящем моменте, n_m , об/хв.	3000-3500	4600	3600
Сцепление	сухое, однодисковое	-	сухое, однодисковое
Коробка передач	Механическая, 5-ст.	АКП, 4-ст.	Автоматическая роботизированная, 5-ст.
Главная передача	1 ст., цилиндрическая	1 ст., цилиндрическая	1 ст., цилиндрическая
Передаточные числа коробки передач: первая, $U_{к1}$	3,454	2,91	3,55
вторая, $U_{к2}$	2,056	1,53	1,91
третья, $U_{к3}$	1,333	1	1,31
четвертая, $U_{к4}$	0,969	0,73	1,03
пятая, $U_{к5}$	0,828	-	0,85
задняя, U_3	3,6	3,5	3,21
главной передачи, U_o	3,875	4,71	3,55
Количество осей	2	2	2
Масса на ведущих колесах, $m_в$, кг	577	706	754
Размер шин	175/70R13	155/70R13	175/70R13
Колесная формула	4' 2	4' 2	4' 2
Габаритная высота, мм.	1410	1485	1470
База, L , мм	2320	2340	2340
Колея передних колес, B , м.	1314	1315	1415
Коэффициент лобового сопротивления, k , н·с/м ²	0,32	0,28	0,29
Коэффициент полезного действия трансмиссии, $\eta_{тр}$	0,91	0,86	0,92

2.2 Определение параметров массы автомобиля

Снаряженная масса легковых автомобилей зависит от его класса и группы. Рабочий объем двигателя – основной параметр, определяющий снаряженную массу автомобиля.

В число мест для сидения в легковых автомобилях включается место водителя. Массу багажа водителя и пассажира грузовых автомобилей и городских автобусов принимают равной 5 кг, а в автобусах международного сообщения – 15 кг, а в легковых автомобилях – 10 кг на одного мужчину.

Определяем полную массу автомобиля по следующей формуле:

$$m_a = m_0 + m_n \cdot n_c + m_B, \quad (1)$$

где m_0 – снаряженная масса автомобиля, для легкового автомобиля, принимаем $m_0 = 850$ кг .;

m_n – масса одного пассажира, в среднем составляет 75 кг .;

n_c – количество пассажиров, принимаем 5 чел .;

M_B – масса багажа, принимаем 10 кг. на одного пассажира.

Итак, рассчитываем полную массу автомобиля:

$$m_a = m_0 + m_n \cdot n_c + m_B = 850 + 75 \cdot 4 + 40 = 1190 \text{ кг}$$

2.3 Уточнение колесной формулы

«Колесную формулу автомобиля определяют, пользуясь следующими условиями: полно приводной автомобиль принимается тогда, когда:

$\frac{y_{\max}}{j} \leq 0,5$ - для двухосных автомобилей с одинарными колесами на задней оси;

$\frac{y_{\max}}{j} \leq 0,67$ - для двухосных автомобилей со сдвоенными колесами задней оси;

$\frac{y_{\max}}{j} \leq 0,75$ - для трехосных грузовых автомобилей со сдвоенными

колесами задней осей.

где φ – коэффициент сцепления колес с дорогой, который задается в исходных данных для характеристики грунтовых дорог с твердым покрытием принимается 0,7;» [18]

« ψ_{\max} – максимальный коэффициент сопротивления дороги, который задается в исходных данных, должен учитывать преодоления автомобиля максимальных подъемов, заложенных в стандартах.

где f – коэффициент сопротивления качению,

α – угол продольного наклона дороги, для расчетов принимаем угол наклона дороги равен 0.» [18]

Коэффициент сопротивления качению определяем из справочной литературы. Значение f для типичных дорог приведены в таблице 2.2.

Таблица 2 – Значение f для различных видов дорожного покрытия

Тип дорожного покрытия	f
Дорога с асфальтобетонным покрытием:	
I категории	0,012...0,02
II и III категории	0,015...0,025
Брусчатка:	
в удовлетворительном состоянии	0,02...0,03
разбитая	0,03...0,05
Грунтовая дорога:	
в удовлетворительном состоянии	0,025...0,03
разбитая	0,06...0,08
в период бездорожья	0,15...0,25

Для движения на максимальной скорости принимаем величину коэффициента сопротивления качению для дороги с асфальтобетонным покрытием I категории $f = 0,018$, поскольку движение на скоростях выше 90 км / ч разрешен в России только на автострадах.

В других случаях автомобиль принимается не полноприводный. Уточняем колесную формулу автомобиля с помощью следующей неравенства:

$$\frac{y_{\max}}{j} = \frac{0,018}{0,7} = 0,0257 \leq 0,5 \quad (2)$$

Поскольку полученное значение меньше 0,5, то принимаем колесную формулу 2x4 с одинарными колесами на задней оси. Тип привода принимаем – переднеприводный автомобиль. Определяем распределение массы по осям. Для переднеприводного автомобиля он рассчитывается по формуле:

$$m_1 = 0,57m_a = 0,57 \times 190 = 678,3 \text{ кг.}, \quad (3)$$

$$m_2 = 0,43m_a = 0,43 \times 190 = 511,7 \text{ кг.} \quad (4)$$

2.4 Выбор шин автомобиля

Шины легковых автомобилей определяют по ГОСТ 5513-75. Выбор шин производится по максимальной нагрузкой на колесо.

«Нагрузка на колесо передней оси G_{k1} для всех автомобилей определяют по формуле:» [10]

$$G_{k1} = \frac{m_1 g}{2}, \quad (5)$$

где – масса автомобиля, приходящаяся на переднюю ось,

$m_{1Б}$ – аналогичный показатель базового автомобиля.

Нагрузка на колесо передней и задней оси автомобиля для выбранной колесной формулы для определяем по формуле:

$$G_{k1} = \frac{m_1 g}{2} = \frac{678,3 \times 9,81}{2} = 3,33 \text{ кН}$$

$$G_{k2} = \frac{m_2 g}{2} = \frac{511,7 \times 9,81}{2} = 2,51 \text{ кН.}$$

По максимальной нагрузке выбираем следующий тип шин: 175/70 R13 согласно ГОСТ 20993-75, выписываем основные характеристики шины которые приведены ниже:

$G_k = 4,17 \text{ кН}$, $r_{ст} = 263 \text{ мм.}$, $V_{max} = 50 \text{ м / с}$, $D_n = 578 \text{ мм.}$

Динамический радиус r_d и радиус качения колеса r_k с достаточной точностью можно определить по выражению:

$$r_k = \frac{d}{2} + \lambda \frac{D - d}{2} = \frac{330,2}{2} + 0,87 \times \frac{578 - 330,2}{2} = 273 \text{ мм.}, \quad (6)$$

где d – диаметр обода; D – наружный диаметр колеса без нагрузки;

λ – коэффициент вертикальной деформации, для тороидальных шин – $\lambda = 0,85 \dots 0,87$.

2.5 Выбор типа двигателя

Для дальнейших расчетов выбираем тип двигателя бензиновый с распределенным впрыском (инжекторный) с ограничителем частоты вращения коленчатого вала. Бензиновый двигатель выбираем из его распространенность на легковых автомобилях малого класса. К тому же ближайшие аналоги, характеристики которых изложены в таблице 2.1 имеют бензиновые двигатели.

Инжекторный двигатель с распределительным впрыском является наиболее прогрессивным типом бензиновых двигателей. Этот тип питания позволяет повысить мощность двигателя, снизить удельный расход топлива, улучшить смесеобразование в цилиндрах двигателя. Именно по этим причинам выбираем данный тип питания двигателя.

Ограничитель частоты вращения коленчатого вала двигателя предотвращает превышения номинальной частоты вращения. Номинальной частотой вращения такая при которой мощность двигателя высока. Для дальнейшего расчета выбираем двигатель с ограничителем поскольку он применяется преимущественно на двигателях легковых автомобилей для повышения надежности том, что при работе двигателя чрезмерно большой частотой вращения коленчатого вала увеличивается износ деталей, а также

возможна их поломка. Максимальную частоту вращения коленчатого вала принимаем равной 6000 об / мин ..

2.6 Выбор габаритной высоты и коэффициента сопротивления воздуха

Выбираем габаритные размеры автомобиля и коэффициент сопротивления воздуха.

При выборе габаритных размеров ориентируемся на значение размеров ближайших аналогов.

Габаритные размеры принимаем следующие:

- $H = 1490$ мм. – габаритная высота,
- $B = 1421$ мм. – колея передних колес,
- $L = 2385$ мм. – колесная база,
- габаритная длина 3595 мм.,
- габаритная ширина $B_g = 1595$ мм.

Коэффициент сопротивления воздуха для легковых автомобилей составляет $K = 0,2 \dots 0,35$ [1].

Принимаем $K = 0,22$.

Выводы по разделу. Определены параметры транспортного средства, по которым будет производиться расчет тягово-динамической характеристики автомобиля. также параметры транспортного средства будут использованы при расчете параметров коробки передач.

3 Тяговый расчет и определение тяговых характеристик автомобиля

3.1 Выбор методологического обеспечения

Неотъемлемой частью процесса проектирования автомобиля является определение тягово-скоростных характеристик двигателя, расчет параметров трансмиссии, коробки перемены передач, построение динамичной, топливно-экономической и других характеристик, описывающих свойства автотранспортного средства (АТС). Этот процесс сопровождается широким использованием математического аппарата и готовых методик инженерных расчетов того или иного узла или автомобиля в целом. Особенностью таких расчетов является необходимость многократного повтора одного и того же расчета, оперирование большим количеством цифр, например, для построения скоростной внешней характеристики двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Именно по этим причинам процесс расчета усложняется и возникает возможность ошибки. Именно поэтому целесообразно осуществлять большие объемы однотипных расчетов с применением персонального компьютера.

Большинство расчетов при определении тягово-скоростных характеристик проектируемого автомобиля осуществлялось с использованием программы MS Excel. Эта программа предназначена для проведения математических расчетов различной сложности, построения графиков и др. Учитывая то, что указанная программа при введении исходных данных автоматически выводит результаты расчетов, в пояснительной записке приводится методика расчета, а исходные данные и результаты расчета подаются с помощью соответствующих графиков и таблиц.

Расчет тягово-скоростных характеристик осуществляется согласно методике. Выбор исходных данных для расчета осуществляется путем

анализа заданных условий эксплуатации, характеристик избранных автомобилей-прототипов и рекомендаций, изложенных в соответствующей литературе .

3.2 Определение максимальной мощности двигателя

Необходимую мощность двигателя N_v , (кВт) для движения с максимальной скоростью можно определить с такого уравнения:

$$N_v = \frac{m_a \times g \times \psi \times V_{\max}}{3600 \times \eta} + \frac{K \times F \times V_{\max}^2}{46656 \times \eta} =$$

$$= \frac{1190 \times 9,81 \times 0,018 \times 45}{3600 \times 0,86} + \frac{0,22 \times 1,8 \times 45^3}{46656 \times 0,86} = 40 \text{ кВт.}, \quad (7)$$

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

ψ_v – коэффициент сопротивления дороги при V_{\max} ;

η – механический КПД трансмиссии.

Лобовую площадь F определяют по формуле:

$$F = \alpha B H = 0,85 \times 1,421 \times 1,49 = 1,8 \text{ м}^2, \quad (8)$$

где α – коэффициент сопротивления лобовой площади автомобиля и принимается $\alpha = 0,7 \dots 0,9$;

ψ – коэффициент сопротивления дороги при V_{\max} ; V_{\max} – максимальная скорость движения, избирается на основе анализа статистических автомобилей-прототипов и принимается исходя из действующих правил дорожного движения.

Для дальнейшего расчета принимаем максимальную скорость проектируемого автомобиля $V_{\max} = 145 \text{ км/ч}$.

η – общий КПД трансмиссии. Для современных гидромеханических передач КПД составляет не ниже 80%. Для гидромеханических передач автомобилей КПД лежит в пределах $0,85 \dots 0,89$ [5]. Принимаем, что $\eta = 0,86$.

Поскольку выбрали бензиновый двигатель, то:

$$N_{\max} = 1,2 N_v = 1,2 \times 40 = 48 \text{ кВт.} \quad (9)$$

Поскольку выбрали бензиновый тип двигателя, то согласно [1]:

$$n_{\max} = (0,8 \dots 0,9) n_n = 0,9 \times 6000 = 5400 \approx 5500 \text{ об/мин} \quad (10)$$

3.3 Построение внешней скоростной характеристики

«Для построения внешней скоростной характеристики поршневого двигателя используют эмпирическую зависимость, которая позволяет по известным координатам одной точки скоростной характеристики ($N_{e\max}$ и n_n) построить всю кривую мощности:» [11]

$$N_e = N_{e\max} \left[A_1 \frac{n}{n_{\max}} + A_2 \frac{n}{n_{\max}} \frac{\ddot{\omega}}{\ddot{\omega}_0} - \frac{n}{n_{\max}} \frac{\ddot{\omega}^3}{\ddot{\omega}_0^3} \right] \quad (11)$$

«где N_e , кВт – текущее значение мощности двигателя, соответствующее частоте вращения вала n , об / мин. ;

A_1 и A_2 – эмпирические коэффициенты, характеризующие тип двигателя (для двигателей $A_1 = A_2 = 1$, а для $A_1 = 0,5$; $A_2 = 1,5$).

Выбирая текущие значения n , устанавливают частоты вращения вала от n_{\max} ($n_{\min} = (0,16 \dots 0,18) n_n$) до n_{\max} , который разбивают на произвольное количество участков с постоянным значением Δn , который соразмерен 50 или 100:» [9]

$$n_{\min} = (0,16 \dots 0,18) n_n = (0,16 \dots 0,18) \times 5500 = 1020 \approx 1000 \quad (12)$$

$$\Delta n = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{6,8} = \frac{5500 - 1000}{8} = 550 \quad (13)$$

Так как у двигателей без ограничения частоты вращения вала $n_{\max} > n_n$, то желательно принять, $n = n_n$.

Определив N_e для принятых значений n , рассчитывают соответствующие величины крутящего момента M_e :

$$M_e = 9550 \frac{N_e}{n} \quad (14)$$

На основе полученных данных строим внешнюю скоростную характеристику двигателя. Результаты расчетов сведены в таблицу 3, что приведена ниже.

Таблица 3 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

Параметры	Значения n								
	1000	1550	2100	2650	3200	3750	4300	4850	5500
n , об/мин	1000	1550	2100	2650	3200	3750	4300	4850	5500
n/n_n	0,182	0,282	0,382	0,482	0,582	0,682	0,782	0,882	1,0
$(n/n_n)^2$	0,033	0,079	0,146	0,232	0,339	0,465	0,611	0,778	1,0
$(n/n_n)^3$	0,006	0,022	0,056	0,112	0,197	0,317	0,478	0,686	1,0
$A_1 \frac{n}{n_{\max}} + A_2 \frac{n}{n_{\max}} \frac{\sigma^2}{\sigma} - \frac{n}{n_{\max}} \frac{\sigma^3}{\sigma}$	0,209	0,339	0,472	0,602	0,723	0,830	0,915	0,974	1,0
N_e , кВт	10,0	16,3	22,7	28,9	34,7	39,8	43,9	46,7	48,0
M_e , Н·м	96	100	103	104	104	101	98	92	83

Пользуясь таблицей 3 строим график внешней скоростной характеристик, Приложение А, рисунок А1, рисунок А2, рисунок А3.

3.4 Кинематическая схема трансмиссии

«Трансмиссия – это часть конструкции предназначена для передачи крутящего момента от двигателя к колесам, увеличение крутящего момента и снижение частоты вращения.» [1]

Трансмиссия легкового переднеприводного состоит из следующих элементов: сцепление, коробка перемены передач, главная передача, дифференциал, шарниры равных угловых скоростей. Кинематическая схема трансмиссии проектируемого транспортного средства приведена на рисунке 6.

Описание элементов трансмиссии.

«Гидротрансформатор предназначен для передачи и изменения крутящего момента от двигателя к механической коробке передач, а также уменьшение времени переключения передач. Конструкция гидротрансформатора включает насосное, турбинное и реакторное колеса, блокировочную муфту, муфту холостого хода. Гидротрансформатор помещен в собственный корпус.» [10]

На рисунке 6 представлено изображение гидротрансформатора, устанавливаемого в автоматические трансмиссии транспортных средств.

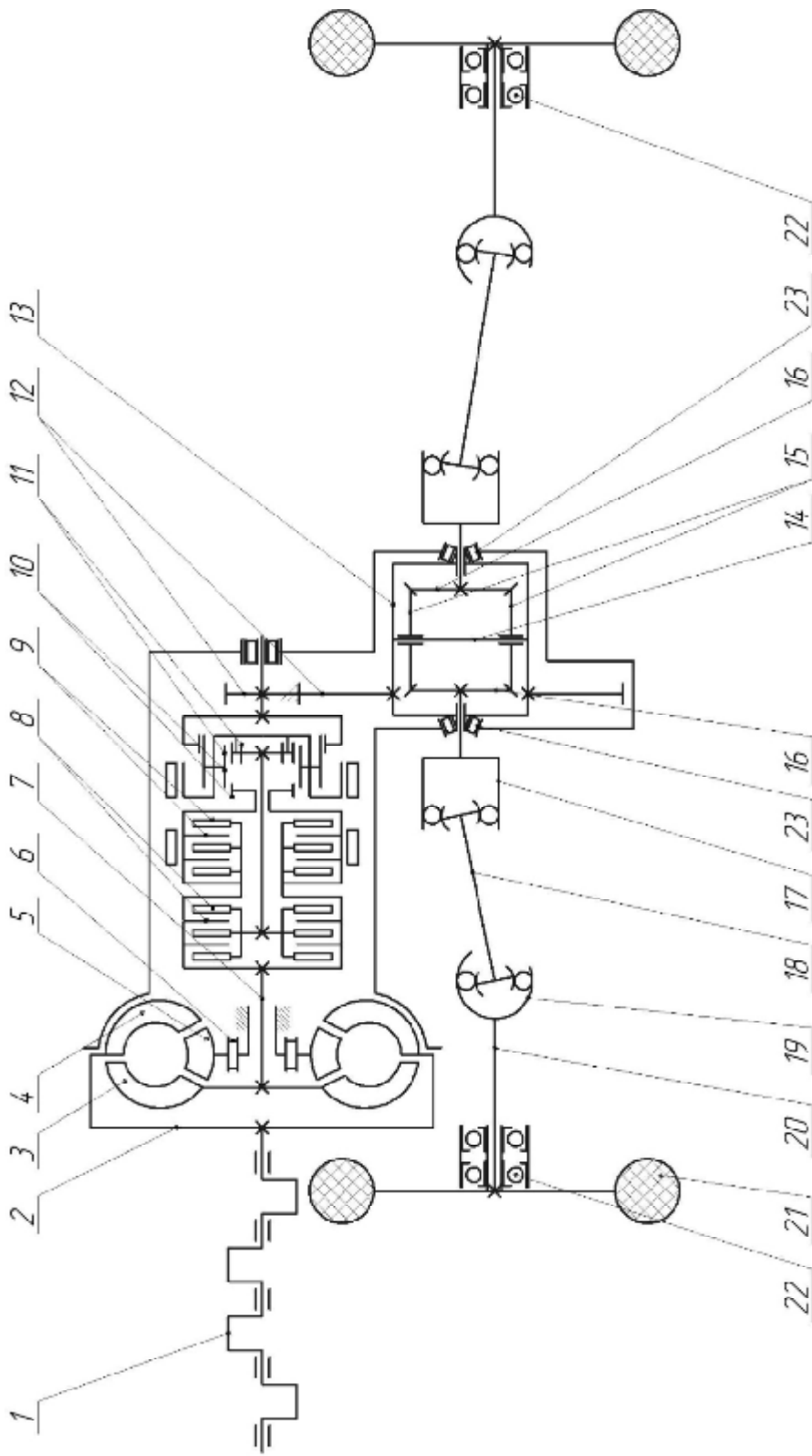
«Насосное колесо соединено с коленчатым валом двигателя. Турбинное колесо связано с механической коробкой передач. Между насосным и турбинным колесами располагается недвижимое реакторное колесо.

Блокировочная муфта служит для обеспечения работы гидротрансформатора в определенных режимах работы двигателя. Муфта холостого хода (другое название – обгонная муфта) обеспечивает вращение жестко закрепленного реакторного колеса в противоположную сторону.

Все конструктивные элементы гидротрансформатора расположены в корпусе, который заполнен специальной жидкостью ATF (Automatic Transmissions Fluid).

Работа гидротрансформатора осуществляется по замкнутому циклу. От насосного колеса поток жидкости передается на турбинное колесо, далее на реакторное колесо. Из-за конструкции лопастей реактора скорость потока усиливается. Поток направляется на насосное колесо и заставляет его вращаться быстрее, тем самым увеличивается величина крутящего момента. Максимальную величину крутящего момента гидротрансформатор развивает на минимальной скорости.» [14]

На рисунке 6 изображено строение гидротрансформатора. Гидротрансформаторы этой конструкции нашли свое широкое применение на большинстве известных типов транспортных средств, оснащенных трансмиссией.



1 – коленчатый вал двигателя; 2 – корпус коробки передач; 3 – турбинное колесо гидротрансформатора; 4 – насосное колесо гидротрансформатора; 5 – реакторное колесо 6 – кожух реакторного колеса; 7 – входной вал коробки передач; 8 – планетарные ряды; 9 – второй фрикцион; 10 – планетарное зацепление второго фрикциона; 11 – планетарное зацепление первого фрикциона; 12 – главная передача; 13 – корпус дифференциала; 14 – ось сателлитов; 15 – сателлиты; 16 – Полуосевые шестерни; 17 – шарнир равных угловых скоростей универсальный (ГКН) 18 – вал карданный; 19 – шарнир равных угловых скоростей универсальный (Бирфильд) 20 – цапфа колеса; 21 – колесо; 22 – подшипник ступицы колеса; 23 – подшипник корпуса дифференциала

Рисунок 6 – Кинематическая схема трансмиссии.

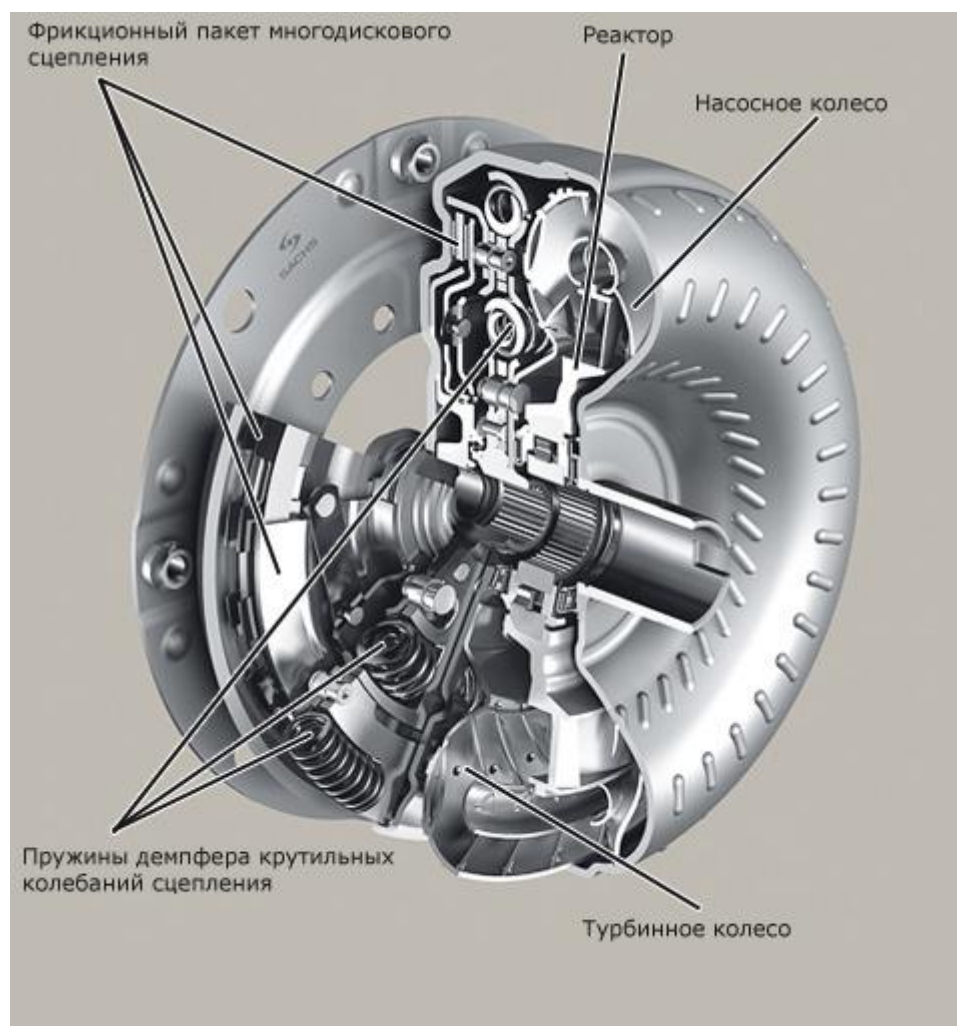


Рисунок 7 – Строение гидротрансформатора

«С увеличением частоты вращения вала двигателя, угловые скорости насосного и колес выравниваются, а поток жидкости изменяет свое направление. При этом срабатывает муфта хода и реакторное колесо начинает вращаться. Гидротрансформатор работает в режиме гидромufты (передает только крутящий момент).

С дальнейшим ростом скорости происходит блокировка гидротрансформатора, при которой замыкается блокирующая муфта, и передача крутящего момента от двигателя к механической коробке передач происходит напрямую. Гидротрансформатор блокируется практически на всех передачах.» [11]

«В современных автоматических коробках режим с проскальзывающей муфтой является основным режимом работы гидротрансформатора, который

предшествует режиму полной блокировки. Режим реализуется при определенных условиях (скорость, ускорение) во время разгона и позволяет снизить расход топлива, обеспечить комфорт при переключении передач.» [1]

«Планетарный ряд – в отличие от механической трансмиссии, в которой используются параллельные валы и сцепляются между собой шестерни, в автоматических трансмиссиях в большинстве используются планетарные передачи.

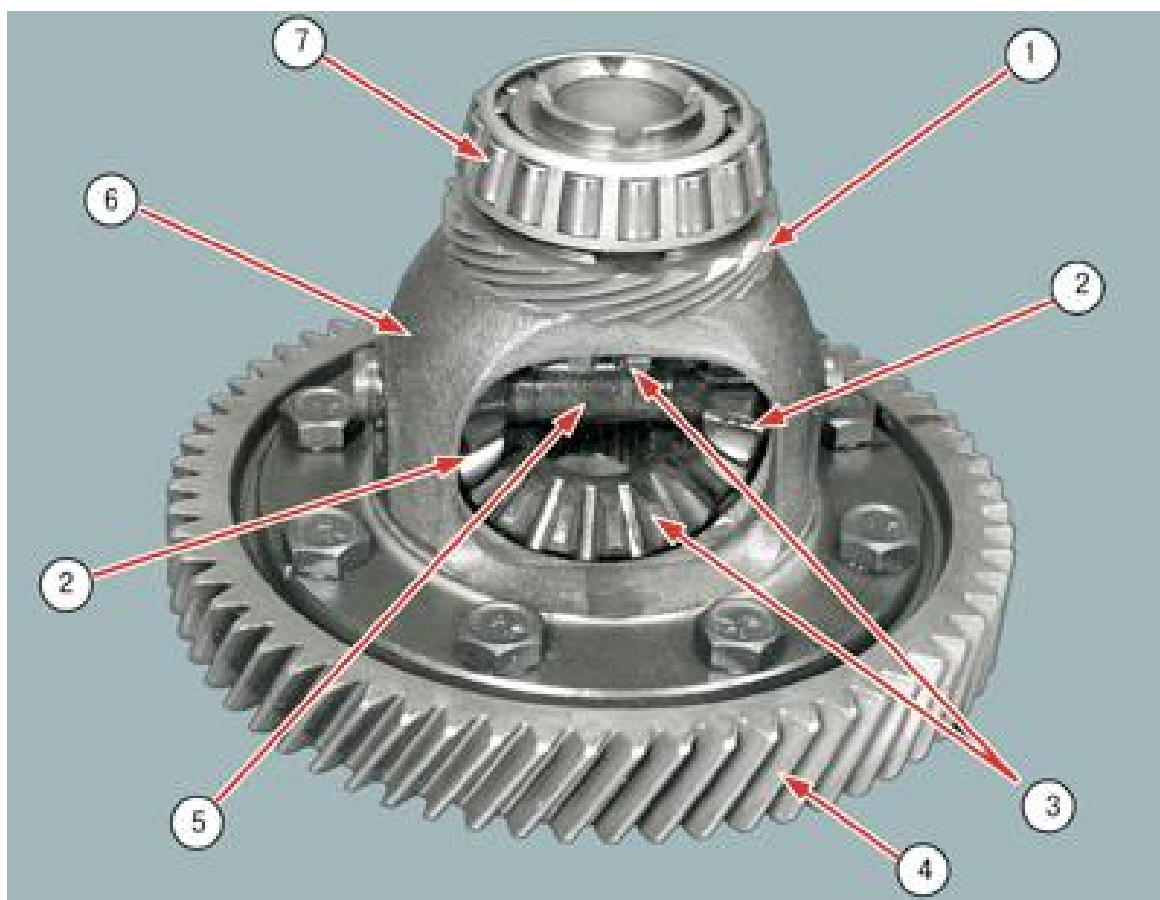
В корпусе коробки передач расположены несколько планетарных механизмов, они и обеспечивают необходимые передаточные отношения. А передача крутящего момента от двигателя через планетарные механизмы к колесам происходит с помощью фрикционных дисков, дифференциала и других устройств. Управление всеми этими устройствами осуществляется благодаря трансмиссионной жидкости через систему управления и контроля.

Тормозная лента – устройство, используемое для затормаживания элементов планетарного ряда.

Клапанная коробка представляет систему каналов с расположенными клапанами и плунжерами, которые выполняют функции контроля и управления. Это устройство преобразует скорость движения автомобиля, мощность двигателя и степень нажатия на педаль газа в гидравлические сигналы. На основе этих сигналов, за счет последовательного включения и выхода из рабочего состояния фрикционных блоков, автоматически изменяются передаточные отношения в коробке передач.» [45]

Главная передача – цилиндрическая, косозубая, одноступенчатая. Ведущая шестерня размещена на вторичном валу коробки передач. Ведомое зубчатое колесо крепится к корпусу дифференциала с помощью болтов. Данный тип передачи полностью удовлетворяет условиям проекта по передаточного отношения. Косозубая цилиндрическая передача принята через больший коэффициент перекрытия, позволяет передать большую мощность чем прямозубые передачи. Цилиндрическая передача выбрана из

условий компоновочной схемы автомобиля – транспортного средства с поперечно расположенным двигателем. Главная передача размещена в одном корпусе с коробкой переключения передач и дифференциалом.



1-ведущая шестерня привода; 2-сателлит; 3-шестерни дифференциала; 4-ведомая шестерня главной передачи; 5-ось сателлитов; 6-корпус дифференциала; 7-подшипник дифференциала

Рисунок 8 – Главная передача и дифференциал:

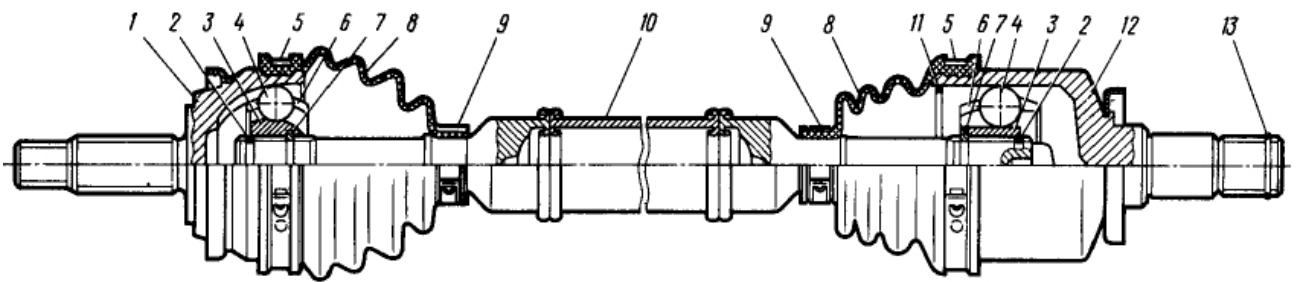
Дифференциал главной передачи конический, двухсателитный. Поскольку дифференциал межколесный, то принимаем симметричный тип дифференциала. По виду конструкции принимаем дифференциал с повышенным трением. Это позволяет несколько повысить проходимость автомобиля и снизить риск застревания автомобиля в сложных дорожных условиях, учитывая общие компактные размеры транспортного средства. Данный тип дифференциала принимаем из условия того, что автомобиль не является транспортным средством повышенной проходимости. В

конструкции можно применить обычный тип дифференциала без конструктивных особенностей. Корпус дифференциала вращается на конических радиально-упорных подшипниках. Шестерни дифференциала соединены с полуосями посредством шлицевого соединения. Сателлиты установлены на оси, которая закреплена в корпусе дифференциала. Конструктивно дифференциал расположен в одном картере с коробкой передач и главной передачей.

Поскольку проектируемый дифференциал является частью привода транспортного средства, то будем использовать карданную передачу с карданными шарнирами, то есть с шарнирами равных угловых скоростей. Принимаем количество шарниров – 2 на каждую полуось. Внутренние шарниры принимаем типа GKN. Данный тип шарниров позволяет полуоси перемещаться не только в продольном, но и в осевом направлении. Внешние шарниры принимаем типа «бирфилд». Этот тип шарниров простой и надежный. Он позволяет полуоси перемещаться только в радиальном направлении.

Ступицы колеса устанавливаются на шарниры радиально – при помощи шлицевого соединения. Данный тип подшипников принимаем тем, что он наиболее соответствует характеру сил, действующих на ступицу колеса. Величина нагрузок для легкового автомобиля малого класса является относительно небольшой.

Изображение привода колеса с шарнирами равных угловых скоростей приведено на рисунке 9.



1 – корпус наружного шарнира; 2 – стопорное кольцо; 3 – обойма; 4 – шарик; 5 – внешний хомут; 6 – сепаратор; 7 – упорное кольцо; 8 – защитный чехол; 9 – внутренний хомут; 10 – вал; 11 – внутреннее стопорное кольцо; 12 – корпус внутреннего шарнира; 13 – стопорное кольцо корпуса внутреннего шарнира.

Рисунок 9 – Привод колеса

3.5 Определение передаточных чисел трансмиссии

Определение передаточных чисел трансмиссии производим по методике, аналогичной расчету механической коробки передач, поскольку механические части функционируют аналогичным образом. Расчет выполняется аналогичным образом, поскольку динамика транспортного средства зависит от работы механической части коробки передач. При расчете учтем меньший КПД, поскольку гидромеханические потери автоматической коробки передач намного выше, чем в механической.

Расчет передаточного числа главной передачи U_0 , согласно рекомендациям, осуществляется по формуле:

$$U_0 = 0,377 \frac{n_e r_k}{V_{\max} U_{KB} U_{\text{доп}}} = 0,377 \times \frac{5500 \times 0,273}{145 \times 1} = 3,904; \quad (15)$$

где r_k – радиус качения колеса; U_{KB} , $U_{\text{рв}}$ – передаточное число коробки передач на самой высокой передаче и раздаточной коробки или делителя тоже на высшей передаче. Выбор необходимо осуществлять с учетом конструкции автомобилей – аналогов.

Передаточное число первой передачи КПП определяем по двум условиям:

- при условии преодоления дорожного сопротивления:

$$U_{k1} = \frac{m_a g r_0}{M_{e\max} U_0 h} = \frac{1190 \times 9,81 \times 0,018 \times 0,273}{95 \times 3,904 \times 0,86} = 0,1799; \quad (16)$$

при условии обеспечения устойчивости и минимальной скорости движения АТС, которая согласно характеристикам аналогов составляет 8 м/с:

$$U_{k1} = 0,377 \frac{n_{\min} r_k}{V_{\min} U_0 h} = 0,377 \times \frac{1000 \times 0,273}{8 \times 3,904 \times 0,86} = 3,832. \quad (17)$$

Из двух полученных значений принимаем наибольшее, то есть $U_{k1} = 3,832$.

Передаточное число промежуточных передач определяются по следующей формуле:

$$U_k = \sqrt[p]{U_{ki}^{p-u}} \quad (18)$$

где p – число передач, u – промежуточный номер передачи.

$$U_{k2} = \sqrt[p]{U_{ki}^{p-u}} = \sqrt[3]{3,832^{3-2}} = 1,958,$$

$$U_{k3} = 1,000,$$

3.6 Построение динамической характеристики

Динамическая характеристика рассматривается по теоретическим значениями передаточных чисел, полученных расчетом. Расчет следует выполнять после компоновки коробки передач и главной передачи и корректировки передаточных чисел коробки передач.

Определяем скорость автомобиля на всех четырех передачах КПП по следующей формуле:

$$V_i = \frac{0,105 \times n_i \times r_0}{U_{ki} \times U_0}, \quad (19)$$

где U_{ki} – передаточное число соответствующей степени КПП; U_0 – передаточное число главной передачи; n_i – частота вращения коленчатого вала двигателя.

Находим адіус тяговую силу по формуле:

$$P_{ii} = \frac{M_e \cdot U_{ki} \cdot U_0 \cdot h}{r_d}, \quad (20)$$

Определяем силу сопротивления качению:

$$P_k = G_a \cdot f \cdot \cos \alpha, \quad (21)$$

где f – коэффициент сопротивления качению, принимаем $f = \psi_{\max} = 0,018$.

Находим мощность, которая расходуется на преодоление силы сопротивления качению:

$$Dy = x_s - y \quad (22)$$

Рассчитываем силу сопротивления воздуха. На минимальных оборотах принимаем скорость на 1-й передаче, а для всех остальных соответственно на высшей:

$$P_g = k_g \cdot F \cdot V^2, \quad (23)$$

где k_g – коэффициент обтекаемости.

Мощность, затрачиваемая на преодоление силы сопротивления воздуха:

$$N_g = P_g \cdot V. \quad (24)$$

Находим мощность с учетом КПД трансмиссии:

$$N_m = N_g \cdot h \cdot k_p. \quad (25)$$

где k_p – коэффициент коррекции внешней скоростной характеристики.

Таблица 4 – Построение динамической характеристики

Показатель	Передача	n, частота вращения, мин ⁻¹								
		1000	1550	2100	2650	3200	3750	4300	4850	5500
V, м/с	1	1,92	2,97	4,02	5,08	6,13	7,19	8,24	9,29	10,54
	2	3,75	5,81	7,87	9,94	12,00	14,06	16,12	18,19	20,62
	3	7,34	11,38	15,42	19,46	23,50	27,53	31,57	35,61	40,38
M _e , Н·м		96	100	103	104	104	101	98	92	83
P, кВт	1	4,52	4,71	4,85	4,90	4,90	4,76	4,62	4,34	3,91
	2	2,31	2,41	2,48	2,50	2,50	2,43	2,36	2,22	2,00
	3	1,18	1,23	1,27	1,28	1,28	1,24	1,21	1,13	1,02

Продолжение таблицы 4

P_k , кН	0,21									
P_B , кН	0,0015	0,051	0,094	0,150	0,219	0,300	0,395	0,502	0,646	
$P_B + P_k$	0,21	0,26	0,30	0,36	0,43	0,51	0,60	0,71	0,86	
N_e , кВт	10	16,3	22,7	28,9	34,7	39,8	43,9	46,7	48	
N_t , кВт	8,6	14,0	19,5	24,9	29,8	34,2	37,8	40,2	41,3	
ψ	0,018									
N_B , кВт	0,0028	0,58	1,45	2,92	5,14	8,27	12,46	17,88	26,08	
N_k , кВт	0,4	2,4	3,2	4,1	4,9	5,8	6,6	7,5	8,5	
$N_B + N_k$	0,4	3,0	4,7	7,0	10,1	14,1	19,1	25,4	34,6	
D , кН	1	0,3874	0,3993	0,4077	0,4070	0,4011	0,3820	0,362	0,328	0,2797
	2	0,1979	0,2019	0,2044	0,2017	0,1958	0,1826	0,1683	0,1468	0,1159
	3	0,1010	0,1010	0,1004	0,0967	0,0908	0,0807	0,0694	0,0539	0,0321

Рассчитываем динамический фактор по следующей формуле:

$$D = \frac{P_m - P_e}{G_a}. \quad (26)$$

Поскольку все расчеты данного раздела выполняются и повторяются много раз, то ход решения не показывается, а результаты расчетов сведем в таблицу 4. График отражен в Приложении А, рисунок А4.

Согласно характеристикам автомобиля необходимо построить графики динамических характеристик автомобиля.

3.7 Построение графиков времени и пути разгона

Для определения времени и пути разгона принимаются такие допущения:

- разгон начинается со скорости, соответствующей минимальным оборотам коленчатого вала;
- двигатель работает в режиме внешней скоростной характеристики (зависимости M_e , N_e , $g_e = f(n_e)$ при максимальной подаче топлива.

Рассчитываем коэффициент учета вращающихся масс для каждой передачи:

$$d_{BPi} = 1 + 0,04U_{Ki}^2 + 0,04 \quad (27)$$

$$d_{BP1} = 1 + 0,05 \times 3,832^2 + 0,06 = 1,931$$

$$d_{BP2} = 1 + 0,05 \times 1,958^2 + 0,06 = 1,280$$

$$d_{BP3} = 1 + 0,05 \times 1,0^2 + 0,06 = 1,1$$

Определяем ускорения автомобиля по следующей формуле:

$$J_i = g \frac{D_i - y}{d_{BPi}} \quad (28)$$

Значение динамического фактора автомобиля из предыдущего пункта. Рассчитываем время за которое автомобиль увеличит скорость с V_1 до V_2 :

$$Dt = \frac{V_2 - V_1}{J_{cp}} \quad (29)$$

где J_{cp} – среднее ускорение на участке от V_1 до V_2 .

Находим прирост пути, то есть путь который пройдет адіус іля набирая скорость от V_1 до V_2 :

$$DS = V_{cp} \times Dt \quad (30)$$

где V_{cp} – средняя скорость движения автомобиля на данном участке разгона.

Определяем падение ускорения при переключении передач:

$$J_i = g \frac{\frac{P_B}{G_a} \ddot{y}}{d_{BPi}} = g \frac{\frac{k_B F V^2}{G_a} \ddot{y}}{d_{BPi}} \quad (31)$$

$$J_{1-2} = g \frac{\frac{k_B F V^2}{G_a} \ddot{y}}{d_{BP1}} = g \frac{\frac{0,22 \times 1,8 \times 0,54^2}{1190 \times 9,81} \ddot{y} - 0,018}{1,931} = -0,111 \frac{M}{c^2};$$

$$J_{2-3} = g \frac{\frac{k_B F V^2}{G_a} \ddot{y}}{d_{BP2}} = g \frac{\frac{0,22 \times 1,8 \times 20,62^2}{1190 \times 9,81} \ddot{y} - 0,018}{1,280} = -0,248 \frac{M}{c^2};$$

Находим падение скорости при переключении передач:

$$V_i = J_{i-j} \times t_n \quad (32)$$

$$V_{1-2} = J_{1-2} \times t_n = -0,11 \times 0,13 = -0,017 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$V_{2-3} = J_{2-3} \times t_n = -0,248 \times 0,13 = -0,037 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

где t_n – время переключения передачи, принимаем равным 0,13 сек.

Рассчитываем путь, который пройдет автомобиль за время переключения передачи:

$$S_{i-j} = V_{i\max} \times t_n, \quad (33)$$

$$S_{1-2} = V_{1\max} \times t_n = 10,54 \times 0,13 = 1,58 \text{ м.},$$

$$S_{2-3} = V_{2\max} \times t_n = 20,62 \times 0,13 = 3,09 \text{ м.}$$

$V_{i\max}$ – максимальная скорость при i -той передачи.

Поскольку все расчеты данного раздела являются однотипными и повторяются много раз, то ход решения не приводят, а результаты расчетов сведем в таблицу 5.

Таблица 5 – Разгонная характеристика

	n , об/мин	1000	1550	2100	2650	3200	3750	4300	4850	5500
D, кН	1	0,3874	0,3993	0,4077	0,407	0,4011	0,382	0,362	0,328	0,2797
	2	0,1979	0,2019	0,2044	0,2017	0,1958	0,1826	0,1683	0,1468	0,1159
	3	0,101	0,101	0,1004	0,0967	0,0908	0,0807	0,0694	0,0539	0,0321
V, м/с	1	1,92	2,97	4,02	5,08	6,13	7,19	8,24	9,29	10,54
	2	3,75	5,81	7,87	9,94	12	14,06	16,12	18,19	20,62
	3	7,34	11,38	15,42	19,46	23,5	27,53	31,57	35,61	40,38
J, м/с ²	1	1,877	1,937	1,980	1,976	1,946	1,849	1,748	1,575	1,329
	2	1,379	1,409	1,429	1,408	1,363	1,261	1,152	0,987	0,750
	3	0,740	0,740	0,735	0,702	0,649	0,559	0,458	0,320	0,126
J, м/с ²	1	1,907	1,958	1,978	1,961	1,898	1,798	1,661	1,452	-
	2	1,394	1,419	1,418	1,385	1,312	1,207	1,069	0,869	-
	3	0,740	0,738	0,718	0,676	0,604	0,509	0,389	0,223	-
V _{ср.} , м/с	1	2,45	3,50	4,55	5,61	6,66	7,72	8,77	9,92	-
	2	4,78	6,84	8,91	10,97	13,03	15,09	17,16	19,41	-
	3	9,36	13,40	17,44	21,48	25,52	29,55	33,59	38,00	-

Продолжение таблицы 5

Δt , сек	1	0,551	0,536	0,536	0,535	0,559	0,584	0,632	0,861	-
	2	1,478	1,452	1,460	1,487	1,570	1,707	1,935	2,797	-
	3	5,458	5,478	5,624	5,980	6,670	7,941	10,378	21,394	-
ΔS , м	1	1,35	1,87	2,44	3,00	3,72	4,50	5,54	8,53	-
	2	7,06	9,93	13,00	16,31	20,46	25,76	33,20	54,28	-
	3	51,09	73,40	98,08	128,46	170,18	234,64	348,60	812,88	-

Условные обозначения на рисунке $j_1 \dots j_3$ – ускорение с которым движется транспортное средство в согласовании с первой, второй, третьей и четвертой передачами.

Далее необходимо построить график разгона автомобиля. Для этого составляем таблицу разгона. В строке «скорость» записываем текущее значение скорости автомобиля, в строке «время» отмечаем значение времени за который автомобиль достиг данной скорости, в строке «путь» записываем сколько проехал автомобиль для достижения соответствующей скорости, таблица 6. Приложение А, рисунок А5, рисунок А6.

Таблица 6 – Разгон автомобиля

1 передача	Скорость, м/с	1,92	2,97	4,02	5,08	6,13	7,19	8,24	9,29	10,54	10,52
	Время, с	0	0,55	1,09	1,62	2,16	2,72	3,30	3,93	4,79	4,94
	Расстояние, м	0	1,35	3,22	5,66	8,66	12,38	16,88	22,42	30,96	32,54
2 передача	Скорость, м/с	-	-	-	-	12	14,06	16,12	18,19	20,62	20,58
	Время, с	-	-	-	-	6,43	8,00	8,14	10,07	12,87	13,02
	Расстояние, м	-	-	-	-	48,85	69,31	74,61	107,82	162,1	165,19
3 передача	Скорость, м/с	-	-	-	-	23,5	27,53	31,57	35,61	40,38	-
	Время, с	-	-	-	-	19,0	25,7	26,9	37,3	58,7	-
	Расстояние, м	-	-	-	-	293,6	463,8	528,3	876,9	1690	-

По полученным значениям строим графики разгона на котором показываем зависимости $V = f(t)$ и $V = f(S)$,

3.8 Построение топливно–экономической характеристики автомобиля

Для оценки топливной экономичности надо использовать зависимость:

$$Q_s = \frac{g_e(N_y + N_n)}{36 \times \eta \times \eta_{mp}}, \quad (34)$$

где g_e – удельный расход топлива в г/кВт·ч, рассчитывается по формуле:

$$g_e = g_n K_u K_\omega, \quad (35)$$

где g_n – удельный расход топлива при максимальной мощности. Она больше на 5 – 15% от минимального расхода топлива и составляет 260...310 г/кВт·ч для дизельного двигателей, и 195...230 г/кВт·ч для карбюраторного и инжекторных двигателей.

K_ω – коэффициент, учитывающий частоту вращения радиус вала, который для всех типов двигателей определяют по формуле:

$$K_\omega = 1,26 - 0,85 \frac{\omega}{\omega_n} + 0,59 \frac{\omega^2}{\omega_n^2}, \quad (36)$$

K_u – коэффициент, учитывающий степень использования мощности двигателя. K_u для дизеля и бензинового двигателя определяют по формуле:

$$K_u = 1,7 - 2,63U + 1,92U^2, \quad (37)$$

где U – показатель степени использования мощности:

$$U = \frac{N_y + N_e}{N_e \times \eta_{mp}}, \quad (38)$$

N_ψ, N_n – мощность сопротивления движению и воздуха;

N_n – мощность двигателя при оборотах n_e и его работе в режиме внешней скоростной характеристики;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии, ρ – плотность топлива (бензин – $\rho = 750$ кг / м³),

V – скорость установившегося движения, м/с.

Расчет ведем для трех значений коэффициента дорожного сопротивления. Поскольку все расчеты данного раздела выполняются и повторяются много раз, то ход решения не показывается, а результаты расчетов сведем в таблицу 7.

Таблица 7 – Построение топливно-экономической характеристики автомобиля

Показатели	Частота вращения коленвала, об/мин									
	1000	1550	2100	2650	3200	3750	4300	4850	5500	
$V, \text{м/с}$	7,34	11,38	15,42	19,46	23,5	27,53	31,57	35,61	40,4	
$N_e, \text{кВт}$	0,1566	0,58	1,45	2,92	5,14	8,27	12,46	17,88	26,1	
$N_e, \text{кВт}$	10	16,3	22,7	28,9	34,7	39,8	43,9	46,7	48	
$N_m, \text{кВт}$	8,60	14,02	19,52	24,85	29,84	34,23	37,75	40,16	41,3	
K_u	1,125	1,067	1,021	0,987	0,965	0,955	0,956	0,969	1	
$N_d, \text{кВт}$	$\psi_1 = 0,018$	1,542	2,39	3,24	4,09	4,94	5,78	6,63	7,48	8,5
$N_d + N_e$		1,699	2,97	4,69	7,01	10,08	14,05	19,1	25,4	34,6
U		0,198	0,212	0,240	0,282	0,338	0,411	0,506	0,632	0,837
K_ω		1,255	1,229	1,179	1,111	1,031	0,944	0,861	0,805	0,844
g_e		310,7	288,5	264,9	241,3	218,9	198,2	181,1	171,6	185,7
Q_s		3,10	3,24	3,47	3,74	4,04	4,36	4,72	5,26	6,84
$N_d, \text{кВт}$	$\psi_2 = 0,046$	3,9	6,1	8,2	10,4	12,5	14,7	16,8	19,0	21,5
$N_d + N_e$		4,1	6,6	9,7	13,3	17,6	22,9	29,3	36,8	47,6
u		0,47	0,47	0,49	0,53	0,59	0,67	0,78	0,92	1,15
K_ω		0,886	0,885	0,869	0,843	0,816	0,800	0,815	0,903	1,219
g_e		219,3	207,8	195,2	183,1	173,3	168,0	171,4	192,5	268,2
Q_s		5,23	5,22	5,27	5,38	5,61	6,02	6,84	8,58	13,61
$N_d, \text{кВт}$	$\psi_3 = 0,073$	6,3	9,7	13,2	16,6	20,1	23,5	27,0	30,4	34,5
$N_d + N_e$		6,4	10,3	14,6	19,5	25,2	31,8	39,4	48,3	60,6
u		0,75	0,74	0,75	0,79	0,85	0,93	1,04	1,20	1,47
K_ω		0,807	0,804	0,807	0,819	0,849	0,914	1,048	1,314	1,976
g_e		199,7	188,8	181,4	178,0	180,2	191,9	220,4	280,3	434,7
Q_s		7,53	7,36	7,41	7,70	8,33	9,55	11,86	16,38	28,09

Согласно полученным расчетом значениям строим графики топливной экономичности. График в Приложении А, рисунок А8.

Выводы по разделу. Были получены расчетные значения тяговой характеристики автомобиля. По полученным значениям были построены графики, которые отражены в приложении и на листе графической части.

4 Разработка и расчет конструкции автоматической коробки передач

4.1 Выбор рабочей жидкости автоматической коробки передач

«Теоретически для зубчатых колес и подшипников при циркуляционной системе смазки наиболее предпочтительны чисто нефтяные масла максимальной вязкости. На практике во многих случаях приходится использовать масла сравнительно невысокой вязкости, повышая их несущую способность введением антизадирные присадок. Выбор вязкости нефтяных масел для смазки стальных зубчатых колес рекомендуется проводить по графику, представленному на рисунке 10» [14].

Параметр X определяется как:

$$x = 7,85 \times HVC \times C_H / v \quad (39)$$

где HVC - твердость по Виккерсу зубов, более мягкого с зубчатых колес; C_H - коэффициент контактных напряжений в полюсе зацепления; v - окружная скорость.

Поскольку автоматические коробки передач включают в себя несколько совершенно разных узлов - гидротрансформатор, шестеренчатую коробку передач, сложную систему управления - спектр функций масла очень велик: оно смазывает, охлаждает, защищает от коррозии и износа, передает момент и обеспечивает фрикционное сцепление.

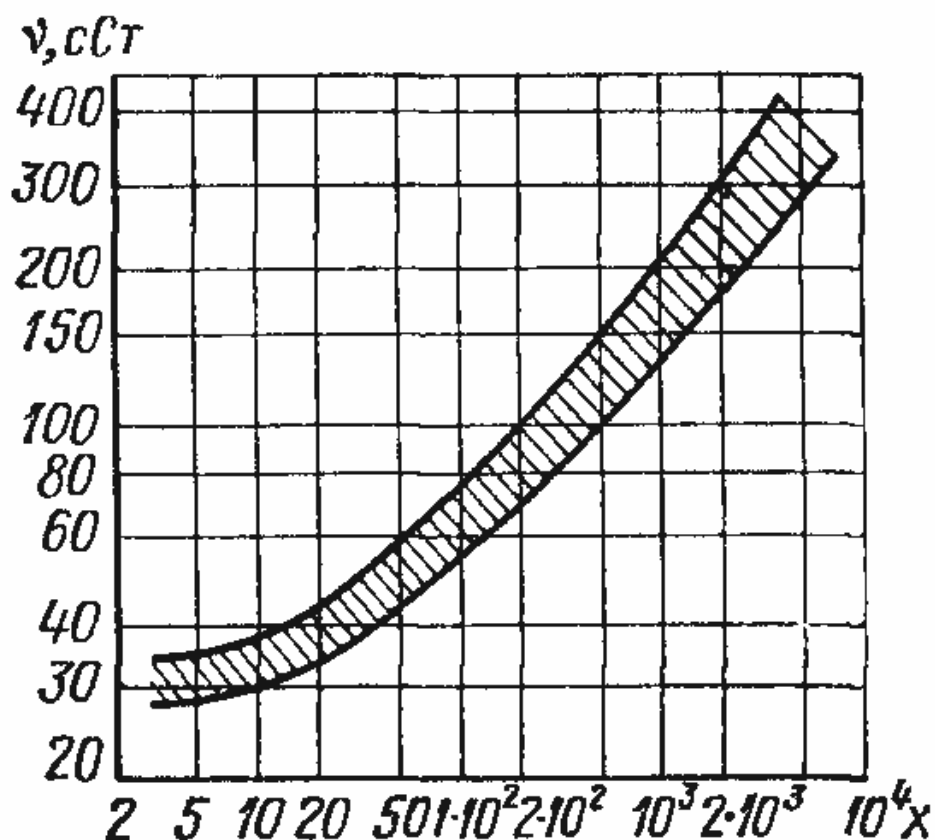


Рисунок 10 - График для определения необходимой вязкости масла

Средняя температура жидкости в картере автоматической коробки передач составляет 80-90°C. В большинстве автомобилей с АКПП используется жидкость типа DEXRON - DEXRON II, DEXRON III и т.д. Эти жидкости в полной мере удовлетворяют перечисленным требованиям.

4.2 Расчет фрикционных дисковых элементов управления

«В планетарных, а также в некоторых коробках передач с неподвижными осями, для переключения передач используются фрикционные узлы (блокировочные муфты, тормоза и обгонные муфты), с помощью которых осуществляется полная блокировка и остановка звеньев.

Опыт проектирования и эксплуатации фрикционных узлов позволяет сформулировать ряд требований, которым они должны удовлетворять для обеспечения необходимой работоспособности и долговечности:» [14]

1. «Блокирующие муфты и тормоза должны надежно обеспечивать передачу расчетного момента. В противном случае возникает скольжения, которое приводит к их перегреву и быстрому выходу из строя. Для этого максимальная величина момента трения, возникающая фрикционным элементе, должна быть выше расчетной на некоторую величину, называемую коэффициентом запаса.» [18]

2. «Фрикционные узлы должны обладать чистотой выключения. Это требование обеспечивается:

- достаточным ходом нажимного диска или концов тормозной ленты, создает необходимый зазор между трущимися поверхностями в выключенном состоянии элемента управления;» [18]

- соблюдением допустимых напряжений смятия в шлицевых соединениях фрикционных дисков с ведущими и ведомыми барабанами; в противном случае на шлицах появятся вмятины, которые будут препятствовать свободному перемещению дисков в осевом направлении;

3. «Должен быть организован хороший теплоотвод от элементов трения, так как их работа сопровождается выделением большого количества тепла. Перегрев трущихся деталей приводит к их искажения, усадки и загрязнения масла;» [18]

4. «Силы нормального давления между трущимися поверхностями должны уравниваться внутри фрикционного узла и не должны передаваться на подшипники валов.» [18]

В предлагаемой конструкции используем пары трения сталь-материал на целлюлозной основе: $\mu_{\max} = 0,14$ $\mu_{\min} = 0,11$ [q] = 3,0 (МПа)

«Исходным условием для расчета блокировочных муфт и тормозов коробок передач является величина номинального момента M_n , который должен передавать фрикционный элемент. Расчетный момент определяется на основании анализа кинематической схемы трансмиссии при условии, что двигатель развивает максимальный крутящий момент. Для надежной работы фрикцион должен быть рассчитан на момент, превышает расчетный:» [10]

$$M_{\varphi} = \beta M_{H}, \quad (35)$$

где β - коэффициент запаса фрикциона, при трении в масле: $\beta = 1,2 \dots 1,5$. Принимаем 1,3.

«Рассмотрим расчетную схему фрикционного узла. Диски трения сжимаются силой P , которая создается поршнем. Момент из ведущих деталей на ведомые передается за счет сил трения между сжатыми дисками.» [10]

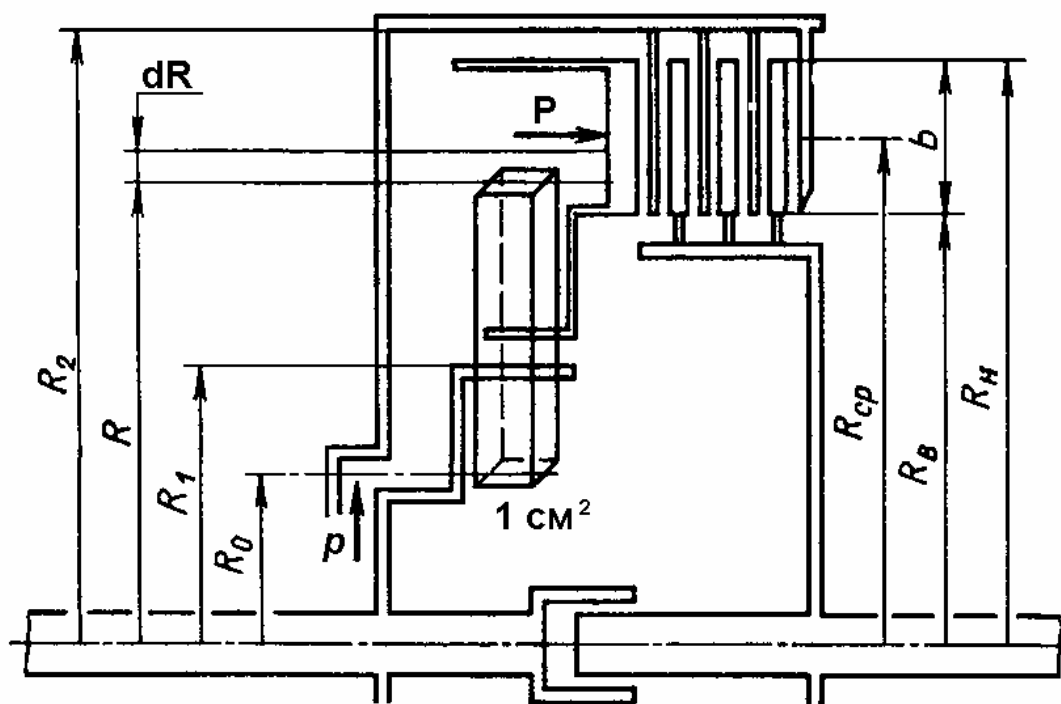


Рисунок 11 - Расчетная схема фрикциона управления

Удельное давление на диски считаем равномерно распределенным по всей фактической площади контакта дисков:

$$F = 2p R_{cp} b(1 - \lambda), \quad (36)$$

где R_{cp} - средний радиус поверхности трения диска;

b - ширина поверхности трения диска;

λ - коэффициент, учитывающий уменьшение площади поверхности трения диска из-за наличия канавок.

Тогда давление на поверхности трения:

$$q = \frac{P}{2\rho R_{cep} b(1-l)}. \quad (37)$$

Элементарный момент трения определяется выражением:

$$dM_{\phi} = 2\rho z \mu q r^2 dr, \quad (38)$$

где z - число пар трения;

μ - коэффициент трения;

r - текущий радиус.

Интегрируя это выражение, получаем:

$$M_{\phi} = \frac{2}{3} \rho z \mu q (R_H^3 - R_B^3)(1-l), \quad (39)$$

где R_H и R_B - соответственно внешний и внутренний радиусы поверхности трения.

Тогда, число пар трения:

$$z = \frac{M_{\phi}}{\frac{2}{3} \rho \mu q (R_H^3 - R_B^3)(1-l)} \quad (40)$$

Осевое усилие сжатия фрикционных пакетов дисков без учета возвратной пружины:

$$P = \frac{M_{\phi}}{z \times \mu \times R_{cep}} \quad (41)$$

Сила действия поршня:

$$P_n = P + P_{np}, \quad (42)$$

Сила P является исходным параметром для расчета площади поршня:

$$F_n = \frac{P_n - P_{np}}{p_m}, \quad (43)$$

где p_m - давление масла в системе управления; P_{np} - усилие возвратных пружин.

Из практики проектирования дисковых фрикционных элементов управления планетарных коробок передач известно, что усилия возвратных

пружин составляет, примерно, 20% от осевого усилия сжатия пакета фрикционных дисков Р. Давление в системе управления составляет 1...1,5 МПа. принимаем:

$$p = 1.5 \text{ (МПа)}, P_{np} = 0,2 P$$

При проектировании дисковых фрикционных элементов управления осевое усилие Р ограничивается только допускаются удельным давлением q на поверхности трения и рассчитывается по формуле:

$$P_o = 2 \times [q] \times r \times b \times R_{сер} \quad (44)$$

Результаты вычислений и исходные данные для вышеуказанного расчета приведены в таблице 8.

Таблица 8 - Результаты расчета фрикционных дисков

	T2	T3	T4	БМ6	БМ7
M_{ϕ} , Нм	1064	173	322	273	217
R_n , мм	190	140	190	140	105
R_6 , мм	160	120	168	120	65
z, шт	8	4	4	6	4
P, Н	6332	2742	3752	2881	3547
P_{np} , Н	1266	548	751	576	795
P_n , Н	7599	3290	4503	3457	4257
P_o , Н	9896	4950	7423	5030	6409
$R_{н.п.}$, мм	155	145	187	115	85
$R_{н.п.}$, мм	194	122	164	140	120

4.3 Расчет шлицевых соединений

При расчете соединения на смятие определяется среднее напряжение на рабочих поверхностях шлицев и сравнивается с допустимыми:

$$\sigma_{зм} = \frac{10^3 \times M_{кр}}{4 \times R^2 \times f \times A} \times [\sigma_{зм}], \quad (45)$$

где $[\sigma_{зм}]$ - допустимые средние напряжения при расчете на смятие, МПа;

$$[s_{cm}] = 100 \dots 150 \text{ МПа} \quad (46)$$

$M_{кр}$ - расчетный крутящий момент (самый большой из длительных моментов), Нм; R - делительный радиус соединения, мм:

$$R = \frac{mz}{2} \quad (47)$$

где m - модуль, мм; z - количество шлицев; f - коэффициент высоты профиля зуба, мм:

$$f = \frac{D - D_f}{2 \times m} - 0,2 \quad (48)$$

где D - наружный диаметр шлицев, мм; D_f - диаметр впадин зубьев, мм; l - рабочая длина шлицев, мм.

Результаты вычислений и исходные данные для расчета шлицевых соединений приведены в таблице 9.

Таблица 9 - Результаты расчета эвольвентных шлицевых соединений

	z , мм	m , мм	R , мм	D , мм	D_f , мм	f , мм	l , мм	$M_{кр}$, Нм	σ , МПа
МЦК ПР2- входной вал	30	1,25	18,75	40	34,375	2,05	35	167	16,5
Водило ПР2 вал №2	28	2	28	60	51	2,05	11	818	115
Водило ПР2- муфта 7	28	2	28	60	51	2,05	4,5	167	57
МЦК ПР1-муфта 6	38	2	38	80	71	2,05	4,5	209	39,3
Соединение муфт 6-7 и входного вала	26	1,25	16,25	35	29,375	2,05	10	209	96,8
Тормоз 4-МЦК ПР3	36	2	36	75	67	1,8	5	248	53
Входной вал-ГМТ	36	0,8	14,4	30	26,8	1,8	32	167	35
Выходной вал	28	2	28	60	51	2,05	35	818	47,5

4.4 Расчет осей сателлитов планетарных рядов

«Особое внимание при расчете элементов планетарного ряда необходимо обратить на оси сателлитов, поскольку эти элементы являются одними из наиболее нагруженных деталей планетарного ряда. При этом следует иметь в виду, что схема нагрузки осей сателлитов во многом определяется типом планетарного ряда.» [14]

На оси сателлитов действуют следующие силы: окружные P , радиальные, осевые.

Радиальные силы взаимно компенсируются силами от центральных колес, а осевые нагрузки равны нулю так как передача прямозубая.

«В планетарных механизмах оси сателлитов нагружаются также центробежными силами, которые при значительной угловой скорости водила могут превысить нагрузку от усилий в зацеплении. Вектор центробежной силы для сателлитов лежит в плоскости действия радиальных составляющих и прикладывается в центре тяжести сателлита.» [14]

Величина центробежной силы $P_{ц}$ [Н] определяется по известной зависимости:

$$P_{ц} = m_{cm} \omega_{вод}^2 R_{cm} \quad (49)$$

где m_{cm} - масса сателлита, кг $\omega_{вод}$ - частота вращения водила, с⁻¹; R_{cm} - радиус, на котором расположены оси сателлитов.

Таким образом нетрудно заметить, что силы P и $P_{ц}$ взаимно перпендикулярны, следовательно суммарную нагрузку:

$$P_{с} = \sqrt{P^2 + P_{ц}^2} \quad (50)$$

Круговая сила во всех зацеплениях планетарного ряда имеет постоянное значение (в случае пренебрежения силами трения), которое может быть вычислено по формуле:

$$P = \frac{2 \cdot M_{\text{мцк}} \cdot 10^3}{n_{\text{сат}} \cdot d_{\text{мцк}}} \quad (51)$$

где $M_{\text{мцк}}$ - момент на малом центральном колесе (МЦК) планетарного ряда, Нм; $d_{\text{мцк}}$ - делительный диаметр солнечной шестерни; мм; $n_{\text{сат}}$ - количество сателлитов планетарного ряда.

Поскольку оси, в отличие от валов, не передают крутящий момент, а воспринимают только поперечные нагрузки, то их рассчитывают на изгиб. При расчете на изгиб напряжения в поперечном сечении оси, определяются по формуле:

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{M_{\text{зг}}}{W_{\text{зг}}} \leq [\sigma_{\text{зг}}]; \quad (52)$$

где $M_{\text{зг}}$ - изгибающий момент, действующий в рассматриваемом поперечном сечении оси;

$[\sigma_{\text{зг}}]$ - допускаемое напряжение изгиба, для осей с хромоникелевых сталей $[\sigma_{\text{зг}}] = (250 \dots 400)$ МПа;

$W_{\text{зг}}$ - момент сопротивления изгибу поперечного сечения, для осей с отверстиями:

$$W_{\text{зг}} = \frac{0,2 \cdot (D^4 - d^4)}{d} \quad (53)$$

Поскольку все сателлиты размещены на середине своих осей, изгибной момент будет рассчитываться по формуле:

$$M_{\text{зг}} = \frac{P_{\Sigma} \cdot l}{2}, \quad (54)$$

где l - расстояние между опорами оси.

Ниже в таблице 10 приведены исходные данные для расчетов осей сателлитов планетарных рядов и расчетное (минимальное) значение диаметров осей.

Таблица 10 - Результаты расчетов осей сателлитов на изгиб

Ряд	$P, Н$	$m_{сат}, кг$	$\omega_{вод}, рад/с$	$R_{сат}, мм$	$P_{ц}, Н$	$P_{\Sigma}, кН$	$l, мм$	$M_{зг}, Н \cdot м$	$d, мм$	$D, мм$	$\sigma_{зг}, МПа$
ПР1	3637	0,496	137,2	97,3	4577	7,28	45	856	16	33	128
ПР2	3637	0,496	137,2	97,3	4577	7,28	45	856	16	33	128
ПР3	3357	0,379	177,8	93,6	7045	6,75	57	962	16	33	144

4.5 Силовой расчет коробки передач

4.5.1. Выбор материала и термообработки зубчатых колес

Для изготовления всех зубчатых колес выбирается сталь 20ХГР, термообработка - цементация. Для расчетов принимается твердость поверхности 62 HRC, шлифовка поверхностей зубов применяется.

4.5.2 Расчет зубчатых колес на контактную и изгибную выносливости

Методика расчета заключается в проверочном расчете на прочность. В ходе него проводится расчет на контактную и изгибную выносливости при действии среднего и максимального моментов. Подробно методика расчетов приведена в технической литературе [16].

Результаты расчетов для первого, второго и третьего планетарных рядов приведены соответственно в таблицах 11, 12, 13 и 14.

Таблица 11 - Сравнение расчетных (действующих) контактных напряжений с допустимыми

	Направление вращения	Номер планетарного ряда		
		1	2	3
1	2	3	4	5
Расчетные контактные напряжения, МПа	Прямое	466	466	675
Допускаемые контактные напряжения, МПа		1080	1080	1235

Продолжение таблицы 11

1	2	3	4	5
Расчетные контактные напряжения, МПа	Обратное	772	772	795
Допускаемые контактные напряжения, МПа		1625	1625	1485

Таблица 12 - Сравнение расчетных (действующих) контактных напряжений при действии максимальной нагрузки с допустимыми

При максимальном моменті	Направление вращения	Номер планетарного ряда		
		1	2	3
Расчетные контактные напряжения, МПа	Прямое	596	596	694
Допускаемые контактные напряжения, МПа		2728	2728	2728
Расчетные контактные напряжения, МПа	Обратное	953	953	982
Допускаемые контактные напряжения, МПа		2728	2728	2728

Таблица 13 - Сравнение расчетных (действующих) изгибных напряжений с допустимыми

	Номер планетарного ряда		
	1	2	3
Расчетные напряжения изгиба, МПа	МЦК 404 Сат. 406	МЦК 404 Сат. 406	МЦК 436 Сат. 437
Допустимые напряжения изгиба, МПа	МЦК 431 Сат. 427	МЦК 431 Сат. 427	МЦК 460 Сат. 460

Таблица 14 - Сравнение расчетных (действующих) изгибных напряжений при действии максимальной нагрузки с допустимыми

	Номер планетарного ряда		
	1	2	3
Расчетные напряжения изгиба, МПа	МЦК 355 Cat. 357	МЦК 355 Cat. 357	МЦК 384 Cat. 384
Допустимые напряжения изгиба, МПа	МЦК 1380 Cat. 1380	МЦК 1380 Cat. 1380	МЦК 1380 Cat. 1380

4.6 Определение геометрических параметров зубчатых зацеплений

Проводится подбор геометрических параметров зубчатого зацепления. Правильный расчет обеспечивает возможность дальнейших расчетов - расчетов на контактную и изгибную выносливости, - а также показывает возможность составления планетарных рядов.

При выборе чисел зубьев шестерен, входящих в состав планетарного механизма, следует руководствоваться выполнением четырех условий:

- условия соосности;
- условия сборки;
- условия соседства;
- условия не подрезания зубов.

Методика расчета основных геометрических параметров зубчатого зацепления сводится к следующим пунктам:

- вводятся исходные данные: число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 ; модуль зубчатых колес m ; угол наклона зубьев β ;
- угол главного профиля α ;
- коэффициенты: высоты головки зуба h_a , ножки зуба h_f радиального зазора в паре исходных контуров c радиуса кривизны переходной кривой r_f , предельной высоты h_l , глубины мероприятия зубов в

паре выходных контуров $h\omega$, коэффициенты смещения шестерни x_1 и колеса x_2 и ширины зубчатых венцов b_w ;

- проверка выбранных коэффициентов смещения по блокирующим контурам, при неудовлетворительных результатах - выбор производится заново;

- проводится выбор угла наклона зубьев;
- определяется степень кинематической точности зубчатых колес;
- производится расчет геометрии зубчатой передачи.

Определение межосевого расстояния производится по формуле:

$$a = \frac{(z_2 \pm z_1)m}{2 \cos b}, \quad (55)$$

где знак «+» берется для внешнего, а знак «-» - для внутреннего зацепления;

Определение коэффициента суммы (разности) смещений по формуле:

$$x_\Sigma = x_1 + x_2; \quad (56)$$

Определение угла профиля α_t по формуле:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos b}; \quad (57)$$

Определение угла зацепления α_w по формулам:

а) для внешнего зацепления:

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \frac{2x_s \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha_t, \quad (58)$$

б) для внутреннего зацепления:

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \frac{2x_d \operatorname{tg} \alpha}{z_2 - z_1} + \operatorname{inv} \alpha_t, \quad (59)$$

где, $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$, и величину угла по известному значению. Уточнение межосевого расстояния по формуле:

$$a_w = a \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_w}; \quad (60)$$

Определение делительных диаметров по формуле:

$$d_{1(2)} = \frac{z_{1(2)}m}{\cos b}; \quad (61)$$

Определение передаточного отношения по формуле:

$$u = \frac{z_2}{z_1}; \quad (62)$$

Определение начального диаметра по формулам:

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u \pm 1}; \quad (63)$$

$$d_{w2} = \frac{2a_w u}{u \pm 1} \quad (64)$$

где знак плюс берется для внешнего зацепления, а минус - для внутреннего зацепления.

Определение коэффициента воспринимаемого смещения по формуле:

$$y = \frac{a_w - a}{m} \quad (65)$$

Определение коэффициента уравнительного смещения по формулам:

а) для внешнего зацепления:

$$Dy = x_s - y \quad (66)$$

б) для внутреннего зацепления:

$$Dy = x_d - y \quad (67)$$

Определение диаметров вершин зубьев по формулам:

а) для внешнего зацепления:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2m(h_a^* + x_1 - Dy), \\ d_{a2} &= d_2 + 2m(h_a^* + x_2 - Dy). \end{aligned} \quad (68)$$

б) для внутреннего зацепления:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2m(h_a^* + x_1), \\ d_{a2} &= d_2 - 2m(h_a^* - x_2 - 0,2). \end{aligned} \quad (69)$$

Определение диаметров впадин зубьев по формулам:

а) для внешнего зацепления:

$$\begin{aligned}d_{f1} &= d_1 - 2m(h_a^* + c^* - x_1), \\d_{f2} &= d_2 - 2m(h_a^* + c^* - x_2).\end{aligned}\tag{70}$$

б) для внутреннего зацепления:

$$\begin{aligned}d_{f1} &= d_1 - 2m(h_a^* + c^* - x_1), \\d_{f2} &= d_2 + 2m(h_a^* + c^* + x_2).\end{aligned}\tag{71}$$

Определение основного диаметра по формуле:

$$d_{b1(2)} = d_{1(2)} \cos \alpha_i;\tag{72}$$

Определение угла профиля зуба в точке круга вершин по формуле:

$$\cos \alpha_{a1(2)} = \frac{d_{b1(2)}}{d_{a1(2)}}.\tag{73}$$

Определение шага зацепления по формуле:

$$p_a = p m \cos \alpha\tag{74}$$

Определение осевого шага (для косозубых передач) по формуле:

$$p_x = \frac{p m}{\sin b}\tag{75}$$

Определение коэффициентов торцевого перекрытия соответственно шестерни и колеса по формуле:

$$e_{a1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{2p} (t g \alpha_{a1(2)} - t g \alpha_{tw}).\tag{76}$$

Определение коэффициента торцевого перекрытия по формулам:

а) для внешнего зацепления:

$$e_a = \frac{z_1 t g \alpha_{a1} + z_2 t g \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) t g \alpha_{tw}}{2p};\tag{77}$$

б) для внутреннего зацепления:

$$e_a = \frac{z_1 t g \alpha_{a1} - z_2 t g \alpha_{a2} + (z_2 - z_1) t g \alpha_{tw}}{2p};\tag{78}$$

Для прямозубых передач рекомендуется $\varepsilon_a \geq 1,2$, а для косозубых $\varepsilon_a \geq 1,0$.

Определение коэффициента осевого перекрытия по формуле:

$\varepsilon_\beta = 0$ для прямозубой передачи;

$$e_b = \frac{b}{p_x} \text{ - для косозубой передачи;}$$

Рекомендуется $e\beta \geq 1,2$.

Определение коэффициента перекрытия по формуле:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta; \quad (79)$$

Определение основного угла наклона β_b из соотношения:

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha; \quad (80)$$

Определение эквивалентного числа зубьев по формуле:

$$z_{v1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\cos^3 \beta}; \quad (81)$$

Определение окружной скорости в зацеплении по формуле:

$$V = \frac{\rho d_1 n_1}{60000}; \quad (82)$$

- проводится проверка подрезки, обострение и интерференции внешних зубьев зубчатых колес (определение минимальных и максимальных коэффициентов смещения, а также минимального числа зубьев шестерни и колеса)
- производится расчет номинальных размеров для определения положения разноименных профилей зубьев (определение постоянной хорды s_c и высоты до постоянной хорды s_c)
- рассматривается необходимость и вид модификации головки зуба.

Результаты расчета геометрии зубчатых колес сведем в таблицу 15.

Таблица 15 - Результаты расчетов геометрии зубчатых колес

Параметр		Значени е	Номер планетарного ряда		
			1	2	3
1	2	3	4	5	6
	МЦК	Z_1	31	31	34
Число зубьев	сателлит	Z_2	45	45	39
	БЦК	Z_3	121	121	112
Модуль, мм		m	2,5	2,5	2,5
Угол наклона зубьев		β	0	0	0
1	2	3	4	5	6
Угол главного профиля		α	20	20	20
Коэффициент высоты головки		h_a	1	1	1
Коэффициент радиального зазора в паре исходных контуров		c_a	0,25	0,25	0,25
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой		ρ_f	0,38	0,38	0,38
Коэффициент смещения, мм	МЦК	X_1	0,5	0,5	0,5
	сателлит	X_2	0,5	0,5	0,5
	БЦК	X_3	1,5	1,5	1,5
Ширина зубчатого венца, мм		b_w	35	35	45
Делительное межосевое расстояние, мм	МЦК-сателлит	a	95	95	91,25
	БЦК-сателлит		95	95	91,25
Угол зацепления	МЦК-сателлит	α_{rw}	23,439	23,439	23,65
	БЦК-сателлит		23,439	23,439	23,65
Межосевое расстояние, мм	МЦК-сателлит	a_w	97,297	97,297	93,607
	БЦК-сателлит		97,297	97,297	93,607
Делительные диаметры, мм	МЦК	d	77,5	77,5	85
	сателлит		112,5	112,5	97,5
	БЦК		302,5	302,5	280
Передаточные отношения	МЦК-сателлит	u	1,452	1,452	1,147
	БЦК-сателлит		2,689	2,689	2,872
Начальные диаметры, мм	МЦК	d_w	79,374	79,374	87,195
	сателлит		115,221	115,221	100,02
	БЦК		309,84	309,84	287,23
Диаметры вершин зубьев, мм	МЦК	d_a	84,595	84,595	92,13
	сателлит		119,59	119,59	104,71
	БЦК		306	306	283,5
Диаметры впадин зубьев, мм	МЦК	d_f	73,75	73,75	81,25
	сателлит		108,75	108,75	93,75
	БЦК		316,25	316,25	293,75

Продолжение таблицы 15

Основной диаметр зубов, мм	МЦК	d_b	72,831	72,831	79,88
	сателлит		105,72	105,72	91,63
	БЦК		284,25	284,25	263,13
Угол профиля зуба в точке круга вершин, град	МЦК	α_a	30,594	30,594	29,99
	сателлит		27,885	27,885	28,968
	БЦК		21,729	21,729	21,863
Коэффициенты торцевого перекрытия	МЦК	ε_a	0,778	0,778	0,753
	сателлит		0,684	0,684	0,718
	БЦК		-	-	-
Коэффициент торцевого перекрытия	МЦК-сателлит	ε_a	1,462	1,462	1,471
	БЦК-сателлит		1,538	1,538	1,412
Коэффициент перекрытия	МЦК-сателлит	ε_γ	1,462	1,462	1,471
	БЦК-сателлит		1,538	1,538	1,412
Угол зацепления	МЦК-сателлит	P_a	7,377	7,377	7,377
	БЦК-сателлит		7,377	7,377	7,377
Максимальная линейная скорость в зацеплении, м/с	МЦК-сателлит	V	7,706	7,706	6,483
Эквивалентное число зубьев	МЦК	z_{vI}	31	31	34
	сателлит		45	45	39
	БЦК		121	121	112

Выводы по разделу. Таким образом, мы произвели расчет основных параметров проектируемой автоматической коробки передач. Расчет был произведен в соответствии с полученным заданием и на основании расчетных силовых и мощностных параметров транспортного средства.

Спецификации конструкции размещены в Приложении Б, рисунок Б1, рисунок Б2 рисунок Б3.

5 Охрана труда и безопасность объекта дипломного проектирования

5.1 Аспекты безопасности водителя и пассажиров для городского автомобиля

Поскольку, за счет уплотнения компоновки городского автомобиля снижается уровень безопасности водителя и пассажиров, необходимо детально проработать вопрос повышения пассивной и активной безопасности водителя и пассажиров.

5.1.1 Активная безопасность

Активная безопасность (англ. Active safety) - совокупность конструктивных качеств транспортного средства и дороги, что позволяет путем активных действий участников дорожного движения предотвратить дорожно транспортном происшествии или снизить тяжесть ее возможных последствий.

Основным назначением систем активной безопасности автомобиля является предотвращение возникновения аварийной ситуации.

«Больше всего известными и популярными системами активной безопасности являются:

- антиблокировочная система тормозов;
- антипробуксовочная система;
- электронный контроль устойчивости;
- система распределения тормозной силы;
- система экстренного торможения;
- электронная блокировка дифференциала.» [40]

Есть также вспомогательные системы активной безопасности (ассистенты), предназначенные для помощи водителю в трудных с точки зрения вождения ситуациях. К таким системам относятся:

- парктроник;

- адаптивный круиз-контроль;
- система помощи при спуске;
- электромеханическое стояночный тормоз и тому подобное.

5.1.2 Пассивная безопасность

«Пассивная безопасность (англ. Passive safety) - совокупность конструктивных особенностей транспортного средства и дорожных сооружений, обеспечивающих исключение или снижение тяжести последствий дорожно-транспортного происшествия без активных действий участников дорожного движения.

Совокупность конструктивных элементов транспортного средства, используемые для защиты пассажиров от травм при аварии, составляет систему пассивной безопасности. Система должна обеспечивать защиту не только пассажиров и конкретного автомобиля, но и других участников дорожного движения.

Основоположником современной концепции пассивной безопасности автомобиля заслуженно считается выдающийся немецкий инженер-конструктор и изобретатель Бела Барени.» [3]

В пассивную систему безопасности транспортного средства может входить:

- подушки безопасности;
- легкосминаемые или мягкие элементы передней панели;
- рулевая колонка сминается при ударе;
- травмобезопасный педальный узел - при столкновении педали отделяются от мест крепления и уменьшают риск повреждения ног водителя;
- инерционные ремни безопасности и предварительно натяжных устройства к ним;
- детские системы безопасности - крепление, кресла, ремни безопасности;

- роны деформации - энергопоглощающие элементы передней и задней частей автомобиля, мнутся при ударе - бамперы, элементы шасси и тому подобное;
- статические и активные подголовники сидений - защищают от серьезных травм шеи пассажира при ударе автомобиля сзади;
- безопасное стекло: закаленное, которое при разрушении рассыпается на множество неострых осколков и триплексы;
- дуги безопасности, усиленные передние стойки крыши и верхняя рамка ветрового стекла в родстерах и кабриолетах
- поперечные брусья в дверях;
- аварийный выключатель аккумуляторной батареи;
- система защиты пешеходов и т.д.

Система пассивной безопасности современного автомобиля имеет электронное управление, что обеспечивает эффективное взаимодействие большинства ее компонентов. Конструктивно система управления содержит входные датчики, блок управления и исполнительные устройства.

Входные датчики воспринимают параметры, при которых возникает аварийная ситуация, и превращают их в электрические сигналы. К ним относятся датчики удара, выключатели замка ремня безопасности, датчик занятости сиденья переднего пассажира, а также датчик положения сиденья водителя и переднего пассажира и тому подобное. На каждую из сторон автомобиля устанавливается, как правило, по два датчика удара. Они обеспечивают срабатывания соответствующих подушек безопасности. В задней части датчики удара применяются при оборудовании автомобиля активными подголовниками с электрическим приводом.

Выключатель замка ремня безопасности обеспечивает подтверждение использования ремня безопасности. Датчик занятости сиденья переднего пассажира позволяет в случае аварийной ситуации и отсутствия на переднем сиденье пассажира сохранить соответствующую подушку безопасности. В зависимости от положения сиденья водителя и переднего пассажира,

воспринимается соответствующими датчиками, изменяется порядок и интенсивность применения компонентов системы.

«На основании сравнения сигналов датчиков с контрольными параметрами блок управления устанавливает наступления аварийной ситуации и активизирует необходимые исполнительные устройства элементов системы пассивной безопасности. Активизация исполнительных устройств производится в определенном сочетании в соответствии с заложенным в блок управления программного обеспечения, который на основе анализа информации, поступающей от датчиков способен распознавать фронтальный, фронтально-диагональный, боковой удары и удар сзади и активировать соответствующие элементы системы пассивной безопасности.

Исполнительными устройствами элементов системы пассивной безопасности являются пиропатроны подушек безопасности, натяжители ремней безопасности, аварийные выключатели аккумуляторной батареи, механизмы привода активных подголовников (при использовании подголовников с электрическим приводом), а также контрольная лампа, сигнализирующая о сигнализирующий о непристегнутых ремнях безопасности.» [3]

5.2 Проверка эффективности системы пассивной безопасности

Целостность каркаса автомобиля является важным компонентом пассивной безопасности автомобиля. Перед выпуском автомобиля на рынок автопроизводители осуществляют тестирование каркаса. При этом детали кузова, окружающие водителя и пассажиров должны минимально изменять свою форму, все же другие детали должны деформироваться и поглощать силу удара.

Все современные автомобили разрабатываются с учетом требований по пассивной безопасности. А уровень совершенства конструкции по пассивной

безопасности проверяется краш-тестами, которые осуществляются по разным системам и с различными исходными условиями.

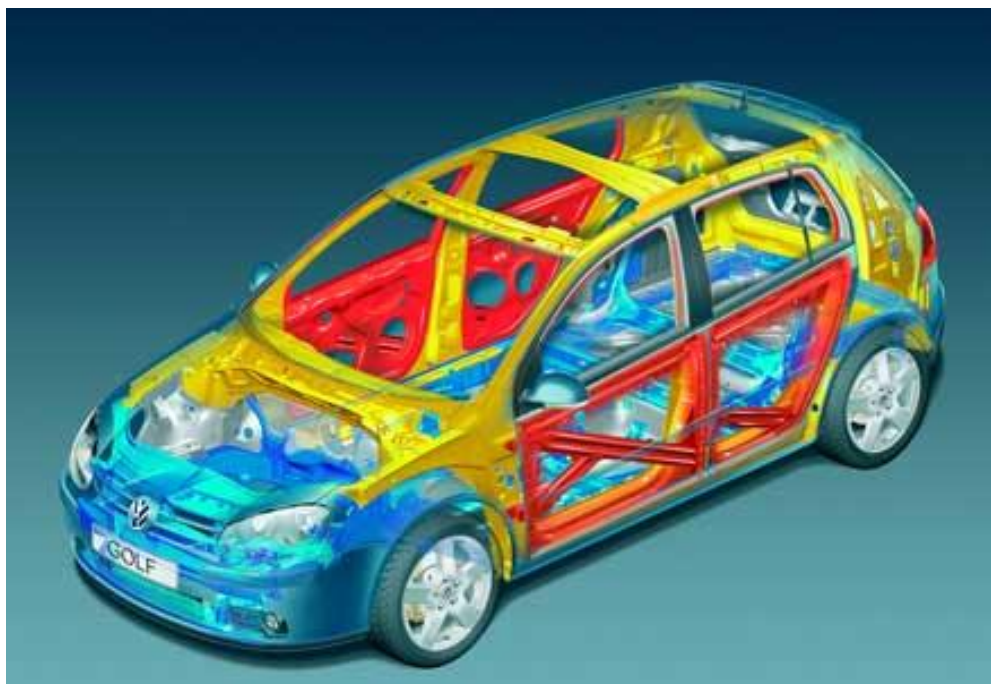


Рисунок 12 - Элементы программируемой деформации кузова

Кузов должен быть и жестким, и податливым одновременно. Так, жестким делают каркас пассажирского салона, в котором находятся водитель и пассажиры - при ударе эта зона деформируется в последнюю очередь. Силовая «клетка» салона сделана из прочной стали, в дверях есть мощные брусья, не дают им зинатись. В свою очередь податливыми делают специальные зоны, за счет деформации которых, в случае дорожно-транспортного происшествия, будет тушиться скорость. Моторный отсек и багажник являются так называемыми зонами запрограммированной деформации. Таким образом автомобили начали делать сравнительно недавно.

5.3 Стандарты проведения краш-тестов

«Тестированием всех автомобилей занимается всего лишь несколько различных организаций по всему миру. Такие специализированные компании

проводят различные тестирования и сертификации автомобилей и проверяют и устанавливают уровень безопасности каждого нового выпущенного на автомобильный рынок экземпляра авто, то есть проводят краш-тест автомобилей. Самыми известными компаниями, а также в свою очередь самыми профессиональными и компетентными в данном вопросе считают две компании, а именно Европейская организация, которая носит название - «Euro NCAP», а также, конечно же, Американская организация под названием «IIHS»» [3]



Рисунок 13 - Манекен для осуществления краш-теста

«Специализированная организация, которая называется - Euro NCAP, а полное название компании такое European New Car Assessment Programme, была создана еще в девяностых годах, а точнее в 1996 году. Учредителями компании стало несколько различных организаций, которые стремились быть ответственными за безопасность на дорогах. Некоторые из данных европейских институтов объединяют не только государственные организации, но также некоторые автомобильные клубы и автомобильные салоны Европы. Автомобили, которые проходят тестирование покупаются в

европейских автосалонах простыми людьми и после отправляются на прохождение краш-тестов, при этом компания, то есть производитель данного автомобиля не знает о том, что авто будет проверено и протестировано данной организацией, что уменьшает риск возможной коррупции в данном процессе. Результаты проведенных тестов становятся доступными как для автолюбителей, так и для производителей одновременно, без каких-либо преимуществ.» [3]

Американская организация под названием IIHS, полное название Insurance Institute for Highway Safety - это также абсолютно не коммерческая организация, а скорее научно-образовательная компания или организация. Самой главной и основной целью этой организации является существенное снижение смертности, также травматизма, различных других повреждений и, конечно же, материального ущерба, которые приносят аварии на дорогах всего мирового сообщества. Данная организация получает частичное финансирование от страховых компаний, которые заинтересованы в уменьшении страховых выплат, а также снижение высокого уровня смертности на дорогах. Тесты данной компании практически идентичны за исключением нескольких деталей и нюансов, которые не существенны и не дают различий в результатах проведенных тестирований европейской компанией.

«Однако, какие бы квалифицированные и высокоточные тесты не проходили автомобили поступающие на краш-тесты, ни авто и не один тест не могут смоделировать все возможные ситуации, которые возможны на дороге среди других автомобилей.

Все компании занимающиеся проведением краш-тестов предупреждают, что ни один набор тестов не может повторить все возможные случаи на дорогах, поэтому некоторые компании для большего устрашения и подтверждения своих слов публикуют так называемый рейтинг смертности водителей при одних или других ситуациях. Именно такой рейтинг, лучше

любой рейтинг краш тестов автомобилей показывает, автомобиль как себя ведет в той или иной ситуации, и какая ситуация может произойти.» [3]

Выводы по разделу. В данном разделе рассмотрены вопросы безопасности автомобильного транспорта.

6 Экономический раздел дипломного проекта

«Планирование себестоимости продукции осуществляется при разработке перспективных и годовых планов предприятия. Годовые планы по себестоимости продукции состоят как правило, с разбивкой по кварталам, а при необходимости - по месяцам. Планирование себестоимости продукции предприятия включает расчет затрат на производство продукции, а также расходов на работы и услуги промышленного характера. Затраты на производство планируют и учитывают по экономическим элементам и по статьям затрат.

Группировка затрат на производство по экономическим элементам дает возможность определить общую потребность предприятия в материальных ресурсах, общую сумму амортизационных отчислений основных фондов, затраты на оплату труда, отчисления на социальные нужды и другие денежные расходы, связанные с производством и реализацией продукции. Этой группировкой пользуются при составлении сметы затрат на производство.» [7]

Затраты, образующие себестоимость продукции, группируются в соответствии с их экономическим содержанием по следующим элементам:

- материальные затраты (за вычетом себестоимости возвратных отходов);
- расходы на оплату труда;
- отчисления на социальные нужды;
- амортизация основных фондов;
- прочие расходы.

Расчет материальных затрат.

Сырье и основные материалы без учета НДС и акцизов. Затраты на сырье и основные материалы. Расходы на сырье и основные материалы рассчитываются по формуле:

$$C_{.m} = \sum_{i=1}^n (H_{pi} \times C_{Mi}) \times (1 + h_{m3}) \quad (83)$$

где H_{pi} – норма расхода i -того вида материалов (сырья) на изготовление изделия, кг .;

C_{Mi} – оптовая цена i -го вида материалов (сырья), грн.,

h_{m3} – коэффициент , учитывающий затраты на транспортировку сырья;

n – количество видов материалов.

Перечень материалов, нормы их расхода и цена приведены в таблице 16.

Таблица 16 - Сырье и основные материалы

Материальные затраты	Норма затрат, кг	Цена, руб	Стоимость, руб
Отливка корпуса коробки передач (Д16Т)	14,75	30,50	481,37
Горячая штамповка зубчатых колес (Сталь 20ХГР)	22,30	40,20	959,21
Стальной круглый прокат (Сталь 40ХВГ)	7,50	40,50	325,01
Бронзовый круглый прокат (БрАЖ9-4)	0,55	182,50	107,40
Отливка крышки картера коробки (Д16Т)	0,85	30,50	27,74
ИТОГО			1900,73

При наличии реализованных отходов их величина исключается из затрат. В этом случае формула расчета затрат на сырье и основные материалы будут иметь следующий вид:

$$C_{.m} = \sum_{i=1}^n (H_{pi} \times C_{Mi} \times B_{oidx} \times C_{oidx}) \times (1 + h_{m3}), \quad (84)$$

где B_{oidx} - величина отходов i -го вида материалов (сырья):

$$B_{oidx} = H_{pi} \times B_{чист}, \quad (85)$$

где $B_{чист}$ - чистый вес i -го вида материалов (сырья):

$$B_{чист} = H_{pi} \cdot K_{вик.i}, \quad (86)$$

где K_i - коэффициент использования i -го вида материалов (сырья);

$Ц_{отх}$ - оптовая цена отходов i -го вида материалов (сырья).

Перечень реализуемых отходов приведен в таблице 17.

Таблица 17 - Реализуемые отходы производства

Отходы	Масса,	Цена, руб	Стоимость, руб
Сталь	0,85	25,50	21,68
Чугун	0,75	20,20	15,15
Бронза	0,05	150,50	7,53
ИТОГО			44,35

Общие затраты на материалы и сырье составляют:

$$C_m = \sum_{i=1}^n (H_{pi} \times \dot{C}_{mi} - \dot{a} B_{отх} \times \dot{C}_{отх}) \times (1+h) \quad (87)$$

Стоимость вспомогательных материалов. Стоимость вспомогательных материалов определяется условно в процентном отношении к стоимости основных материалов (2% -3%, 5% -10%; 15-30%). Принимаем стоимость вспомогательных материалов равной 5%, тогда:

$$C_m = (1900,73 - 44,35) * (1 + 0,03) = 1912,07 \text{ руб}$$

Расходы на комплектующие и другие изделия. Расходы на комплектующие и другие изделия рассчитываются по формулам на единицу выпускаемого изделия:

$$C_{ki} = \sum_{i=1}^n (H_{ki} \times \dot{C}_{ki}) \times (1+h) \quad (88)$$

где: H_{ki} - норма расхода i -того вида комплектующего изделия на конкретный вид продукции;

$Ц_{ki}$ - оптовая цена i -го вида комплектующего изделия;

η – коэффициент, учитывающий величину расходов по транспортировке сырья (материалов) к потребителю;

n - количество видов выпускаемых изделий; C

Перечень комплектующих на единицу изделия приведена в таблице 18.

Таблица 18 - Перечень комплектующих

Комплектующие изделия	Норма затрат, ед	Цена, руб	Стоимость, руб
Комплект крепежных элементов	1	2250,00	2407,50
Комплект прокладок	1	1320,00	1412,40
Комплект подшипников	1	8450,00	9041,50
Комплект шпонок	1	275,00	294,25
Комплект фрикционов	1	16750,00	17922,50
Блок управления	1	32500,00	34775,00
Блок клапанов	1	45000,00	48150,00
Герметик	1	200,00	214,00
ИТОГО			114217,15

Следовательно, сумма затрат на материалы и комплектующие с учетом реализуемых отходов составляет:

$$C_{\Sigma} = C_m + C_{ki} = 1912,07 + 114217,15 = 114\,408,22 \text{ руб}$$

Стоимость электроэнергии (топлива) для работы машин и оборудования рассчитывается по формуле:

$$C_{эл} = N_i * F * Ц_{эл} * K_{зо} \quad (89)$$

где N_i - установленная мощность;

F - фонд времени работы оборудования;

$Ц_{эл}$ - тариф за 1 кВт / ч;

$K_{зо}$ - коэффициент загрузки оборудования.

$$C_{эл} = 55 * 420 * 4,35 * 0,7 = 70\,339,50 \text{ руб}$$

Стоимость электроэнергии (топлива) на освещение и отопление определяется исходя из объема потребленных энергоресурсов и тарифов на них ($\approx 10\%$ от технологических расходов):

$$C_{\text{э.осв}} = Q_{\text{эл}} * C_{\text{эл}} \quad (90)$$

где $Q_{\text{эл}}$ – количество кВт / ч, потраченных на освещение (отопление).

$$C_{\text{э.осв}} = 240 * 4,35 = 1044,00 \text{ руб}$$

Расчет стоимости электроэнергии (топлива). Затраты на электроэнергию формируются из стоимости электроэнергии (топлива) на технологические нужды (работа машин и оборудования) и стоимости энергоресурсов на отопление и освещение:

$$C_{\Sigma\text{эл}} = C_{\text{эл}} + C_{\text{э.осв}} \quad (91)$$

$$C_{\Sigma\text{эл}} = 70\,339,50 + 1044,00 = 71\,383,50 \text{ руб}$$

«Статья, характеризующий затраты на оплату труда, входит в «Смета затрат на производство», носит название «Общий фонд заработной платы всего промышленно-производственного персонала». Данная статья учитывает как основную, так и дополнительную заработную плату всех категорий работающих на предприятии: основных и вспомогательных производственных рабочих, инженерно-технических работников (ИТР), служащих и обслуживающего персонала всех цехов, служб и отделов предприятия.» [7]

Расчет заработной платы исполнителей приводится в таблице 19.

Таблица 19 – Заработная плата исполнителей

Виды операций	Разряд работы	Труд-ть, ч/час	Часовая тарифная ставка, руб	Тарифная зарплата, руб
1	2	3	4	5
Заготовительная	3	12	250,00	3 000,00
Гибочная	4	4	285,00	1 140,00
Сварочная	5	16	355,00	5 680,00
Токарная	5	8	355,00	2 840,00
Фрезерная	5	6	355,00	2 130,00
Шлифовальная	5	4	355,00	1 420,00
Литейная	4	10	285,00	2 850,00

Продолжение таблицы 19

1	2	3	4	5
Термическая	4	8	285,00	2 280,00
Сверлильная	4	4	285,00	1 140,00
Слесарная	4	8	285,00	2 280,00
Сборочная	5	8	355,00	2 840,00
Окрасочная	4	4	285,00	1 140,00
Испытательная	6	4	420,00	1 680,00
ИТОГО				26 280,00
Премииальные доплаты				5 256,00
Основная заработная плата				31 536,00

Засчитаем затраты на отчисления в фонд социального страхования:

$$\text{СОЦ} = (\text{З}_0 + \text{З}_{\text{пр}}) * \text{К}_{\text{соц}} \quad (92)$$

где $\text{К}_{\text{соц}}$ – коэффициент отчислений в фонд социального страхования,

$$\text{К}_{\text{соц}} = 30\%$$

$$\text{СОЦ} = (28\,280,00 + 5\,256,00) * 0,30 = 9\,460,8 \text{ руб}$$

Определим затраты на содержание и эксплуатацию оборудования:

$$\text{З}_{\text{сэоб}} = \text{З}_0 * (\text{К}_{\text{сэоб}} - 1) \quad (93)$$

где $\text{К}_{\text{сэоб}}$ – коэффициент понесенных затрат, связанных с содержанием и эксплуатацией оборудования, $\text{К}_{\text{сэоб}} = 1,95$

$$\text{З}_{\text{сэоб}} = 31\,536,00 * (2,04 - 1) = 29\,939,52 \text{ руб}$$

Произведем расчет общепроизводственных расходов:

$$\text{Р}_{\text{общ}} = \text{З}_0 * (\text{К}_{\text{общ}} - 1) \quad (94)$$

где $\text{К}_{\text{общ}}$ – коэффициент общепроизводственных расходов, $\text{К}_{\text{общ}} = 2,46$

$$\text{Р}_{\text{общ}} = 31\,536,00 * (2,6 - 1) = 46\,060,80 \text{ руб}$$

Произведем расчет общехозяйственных расходов:

$$\text{Р}_{\text{охр}} = \text{З}_0 * (\text{К}_{\text{охр}} - 1) \quad (95)$$

где $\text{К}_{\text{охр}}$ – коэффициент общехозяйственных расходов, $\text{К}_{\text{охр}} = 2,37$

$$\text{Р}_{\text{охр}} = 31\,536,00 * (2,5 - 1) = 43\,182,00 \text{ руб}$$

Расчет себестоимости станда представим в таблице 20.

Таблица 20 – Расчет себестоимости изготовления коробки

Статьи затрат	Обозначение	ПРОЕКТ	
		Сумма	%
Сырье и материалы	М	1 912,07	0,5%
Покупные изделия и полуфабрикаты	Пи	114 217,15	27,3%
Зарплата основная	Зо	31 536,00	7,5%
Отчисления на соцстрах	Ос	9 460,80	2,3%
Расходы на содержание оборудования	Рс.об	29 939,52	7,2%
Общепроизводственные расходы	Ропр	46 060,80	11,0%
Общехозяйственные расходы	Рохр	43 182,00	10,3%
Производственная себестоимость	Спр	397 824,53	95,2%
Внепроизводственные расходы	Рвн	19 891,23	4,8%
Полная себестоимость	Сп	417 715,75	100,0%

Выводы по разделу. В результате выполнения экономического раздела дипломного проекта составлен калькуляцию основных и вспомогательных расходов на изготовление коробки передач.

Представленный расчт содержит данные изготовления коробки передач в условиях опытного производство. При серийном производстве себестоимость узла может бать снижена, в зависимости от масштаба производства.

Заключение

В рамках выполнения дипломного проекта была выполнена разработка конструкции автоматической коробки передач для легкового автомобиля малого класса.

Разработка и расчет конструкции производилась на основе произведенного поиска аналогов конструкции, как производимых промышленностью, так и существующих в виде патентных образцов.

Был произведен мощностной и прочностной расчет как всей конструкции коробки передач, так и отдельных узлов. На основе выполненных расчетов были выполнены чертежи ответственных узлов конструкции и скомпонованы сборочные чертежи. Были также выполнены чертежи наиболее ответственных деталей, результаты представлены на листах графической части.

Также на лист графической части была вынесена технологическая карта проведения сборочных работ коробки передач. Поскольку, по заданию на дипломный проект, автоматическая коробка передач устанавливается на легковой автомобиль малого класса, в рамках дипломного проекта был произведен тяговый расчет этого автомобиля. Поскольку расчет производился в автоматической программе, результаты в виде графиков представлены в приложении пояснительной записки и на листе графической части.

Был выполнен анализ безопасности работы при проведении испытаний автомобиля на безопасность. Произведен анализ нормативных документов, регламентирующих безопасность транспортных средств.

Были рассчитаны экономические показатели эффективности проекта. Была рассчитана себестоимость изготовления коробки передач в условиях опытного производства.

На основании всего изложенного, считаем задачи, поставленные в рамках дипломного проекта полностью выполненными.

Список используемых источников

1. Анопченко, В. Г. Практикум по теории движения автомобиля [Электронный ресурс] : учеб. пособие / В. Г. Анопченко. - 2-е изд., перераб. и доп. - Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2013. - 116 с. - ISBN 978-5-7638-2494-0.
2. Богатырев, А. В. Автомобили : учебник / А.В. Богатырев, Ю.К. Есеновский-Лашков, М.Л. Насоновский ; под ред. проф. А.В. Богатырева. – 3-е изд., стереотип. – Москва : ИНФРА-М, 2019. – 655 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). – www.dx.doi.org/10.12737/2530. - ISBN 978-5-16-101092-1.
3. Безопасность и экологичность проекта/ Ю.Н. Безбородов [и др.] - Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2015. - 148 с. ISBN 978-5-7638-3176-4.
4. Березина, Е. В. Автомобили: конструкция, теория и расчет: Учебное пособие / Е.В. Березина. - М.: Альфа-М: НИЦ Инфра-М, 2012. - 320 с.: ил.; . - (ПРОФИЛЬ). ISBN 978-5-98281-309-1. - Текст : электронный.
5. Вахламов, В. К. Автомобили: Основы конструкции: учебник для студ. высш. учеб. заведений/ В.К. Вахламов — М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 528 с.
6. Ведущие мосты тракторов и автомобилей: Учебное пособие / Кобозев А.К., Швецов И.И., Койчев В.С. - Москва :СтГАУ - "Агрус", 2016. - 64 с.
7. Волков, В.С. Конструкция автомобиля : учеб. пособие / В.С. Волков. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2019. - 200 с. - ISBN 978-5-9729-0329-0.
8. Высочкина, Л. И. Автомобили: конструкция, расчет и потребительские свойства [Электронный ресурс] : учебно-методическое пособие по курсовому проектированию / сост. Л.И. Высочкина, М.В. Данилов, В.Х. Малиев и др. - Ставрополь, 2013. - 68 с.
9. Головин, С. Ф. Технический сервис транспортных машин и оборудования [Электронный ресурс] : учеб. пособие / С. Ф. Головин. -

Москва : ИНФРА-М, 2017. - 282 с. - (Высшее образование. Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-011135-3

10.Гринцевич, В. И. Техническая эксплуатация автомобилей. Технологические расчеты [Электронный ресурс] : учеб. пособие / В. И. Гринцевич. - Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2011. - 194 с. - ISBN 978-5-7638-2378-3.

11.Карташевич А.Н. «Тракторы и автомобили. Конструкция» / А.Н. Карташевич, А.В. Понталев, А.В. Гордеенко // учебное пособие, Изд-во Инфра-М, 2013 – 313 с.

12.Кибанов, А. Я. Проектирование функциональных взаимосвязей структурных подразделений производственного объединения (предприятия) [Электронный ресурс] / А. Я. Кибанов, Т. А. Родкина. - М. : МИУ им. С. Орджоникидзе, 2016

13.Коханов, В. Н. Безопасность жизнедеятельности : учебник / В.Н. Коханов, В.М. Емельянов, П.А. Некрасов. – М. : ИНФРА-М, 2018. – 400 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). – [www.dx.doi.org/ 10.12737/2883](http://www.dx.doi.org/10.12737/2883). - ISBN 978-5-16-100439-5.

14.Корниенко, Евгений. Информационный сайт по безопасности жизнедеятельности [Электронный ресурс] / Е. Корниенко. – Электрон. текстовые дан. – Москва: [б.и.], 2018. – Режим доступа http://www.kornienko-ev.ru/teoria_auto/page233/page276/index.html, свободный

15.Лата, В.Н. Основы моделирования управляемого движения автомобиля : учебное пособие / В.Н. Лата. - Тольятти : ТГУ, 2012. – 60 с. [11] : ил.-Библиогр.: с.10-21.

16.Лукаш, Ю. А. Экономические расчеты в бизнесе [Электронный ресурс] : большое практ. справ. пособие / Ю. А. Лукаш. - Москва : Флинта, 2012. - 210 с. - ISBN 978-5-9765-1369-3.

17.Мигаль, В. Д. Методы технической диагностики автомобилей : учебное пособие / В.Д. Мигаль, В.П. Мигаль. – Москва : ИД «ФОРУМ» :

ИНФРА-М, 2020. – 417 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-100107-3.

18. Муравьева, А.М., Яковлев Ю.В. Методические указания к выполнению домашнего задания по винтовым устройствам: Харьков, Харьк. авиац. ин-т, 1981;

19. Набоких, В. А. Испытания автомобиля : учебное пособие / В.А. Набоких. – 2-е изд. – Москва : ФОРУМ : ИНФРА-М, 2020. – 224 с. – (Среднее профессиональное образование). - ISBN 978-5-16-106839-7. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1087951> (дата обращения: 09.06.2020)

20. Огороднов, С.М. Конструкция автомобилей и тракторов : учебник / С.М. Огороднов, Л.Н. Орлов, В.Н. Кравец. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2019. - 284 с. - ISBN 978-5-9729-0364-1.

21. Огороднов С.М. «Конструкция автомобилей и тракторов»/ С.М. Огороднов, Л.Н. Орлов, В.Н. Кравец // учебник, Изд-во Инфра Инженерия, 2019 – 284 с

22. Пантелеева, Е. В. Безопасность жизнедеятельности [Электронный ресурс] : учеб. пособие / Е. В. Пантелеева, Д. В. Альжев. – Москва : ФЛИНТА, 2013. – 286 с. - ISBN 978-5-9765-1727-1.

23. Радин, Ю. А. Справочное пособие авторемонтника / Ю. А. Радин, Л. М. Сабуров, Н. И. Малов. - Москва : Транспорт, 2018. - 285 с. : ил. - Библиогр.: с. 277. - Предм. указ.: с. 278-278. - ISBN 5-277-00094-1 : 28-80.

24. Ремонт автомобилей [Электронный ресурс] – Режим доступа <http://automend.ru/>

25. Руководство по ремонту и техническому обслуживанию автомобилей КамАЗ 5320, 5410, 55102, 55111, 53212, 53211, 53213, 43114, 65111, 4326, 54155 – М., 2010. – 286 с.

26. Руктешель, О.С. Выбор параметров и оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля / О.С. Руктешель. – Минск : БНТУ, 2015. – 77 с.

27.Савич, Е. Л. Легковые автомобили : учебник / Е.Л. Савич. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2019. – 758 с. : ил. – (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-104387-5.

28.Савич, Е. Л. Системы безопасности автомобилей : учебное пособие/ Е.Л. Савич, В.В. Капустин. – Минск: Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2020. – 445 с.: ил. – (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-104362-2.

29.Сайт торговой компании «Все инструменты» [Электронный ресурс]. – Режим доступа <http://tolyatti.vseinstrumenti.ru>, свободный

30.Сергеенко, В.А. Проверочный расчет зубчатых передач трансмиссии автомобилей / В.А. Сергеенко. – Минск : БНТУ, 2016. – 61 с.

31.Соломатин, Н.С. Испытания узлов, агрегатов и систем автомобиля : учебное пособие / Н.С. Соломатин. – Тольятти : ТГУ, 2013. – 140 с. [1] : ил.- Библиогр: с. 110-112.

32.Стуканов, В. А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля : учебное пособие / В.А. Стуканов. – Москва : ИД «ФОРУМ» : ИНФРА-М, 2020. – 368 с. – (Среднее профессиональное образование). - ISBN 978-5-16-101654-1.

33.Тарасик, В. П. Теория автомобилей и двигателей : учебное пособие / В.П. Тарасик, М.П. Бренч. – 2-е изд., испр. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2020. – 448 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-101224-6.

34.Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебник / В. М. Власов [и др.] ; под ред. В. М. Власова. - Гриф МО. - Москва : Academia, 2003. - 477 с. : ил. - (Среднее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 473. - Прил.: с. 421-472. - ISBN 5-7595-1150-8 : 191-82.

35.Халтурин Д.В., Испытание автомобилей и тракторов : практикум / Д.В. Халтурин, Н.И. Финченко, А.В. Давыдов - Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2017. - 172 с. (Серия "Учебники ТГАСУ") - ISBN 978-5-

93057-791-4 - Текст : электронный // ЭБС "Консультант студента" : [сайт]. - URL : <http://www.studentlibrary.ru/book/ISBN9785930577914>

36.Чернова, Е.В. Детали машин : проектирование станочного и промышленного оборудования : учеб. пособие для вузов / Е. В. Чернова. - Москва : Машиностроение, 2011. - 605 с.

37.Щелчкова, Н. Н. Практикум по безопасности жизнедеятельности. Часть II : учебно-практическое пособие / Н.Н. Щелчкова, Д.В. Натарова, Е.А. Романова. – Москва : ИНФРА-М, 2019. – 225 с. - ISBN 978-5-16-108275-1.

38.Catalin, Alexandru. Vlad, Totu, Method for the multi-criteria optimization of car wheel mechanisms / Alexandru, Catalin. Totu, Vlad;. - Ingeniería e Investigación, 2016. – 137s

39.Denton, Tom Automobile Mechanical and Electrical Systems: 2nd Edition / Tom Denton: Routledge, 2017 – 378p. - ISBN 9780415725781

40.Duna, Tariq Yaseen, Graphical user interface (GUI) for design of passenger car system using random road profile / Tariq Yaseen, Duna;. - International Journal of Energy and Environment, 2016. – 97s.

41.G. A. Einicke, Smoothing, Filtering and Prediction: Estimating the Past, Present and Future (2nd ed.), Prime Publishing, 2019

42.Haney, Paul. The racing and high-performance tire / Paul Haney. – TV MOTORSPORT : Springfield, 2003. – 285 p. [2]. – ISBN 0-9646414-2-9.

43.Jan, Ziobro. Analysis of element car body on the example silentblock / Ziobro Jan;. - Advances in Science and Technology Research Journal, 2015. - 37s.

44.Lucian, Roman, Mathematical model and software simulation of system from opel cars / Roman, Lucian;. - Annals of the Oradea University: Fascicle Management and Technological Engineering, 2014. -77s.

45. Singh, H. Rewat The Automobile: Textbook for Students of Motor Vehicle Mechanics / H. Rewat Singh: S Chand & Co Ltd, 2004 - 532 p.

Приложение А

Графики тягового расчета

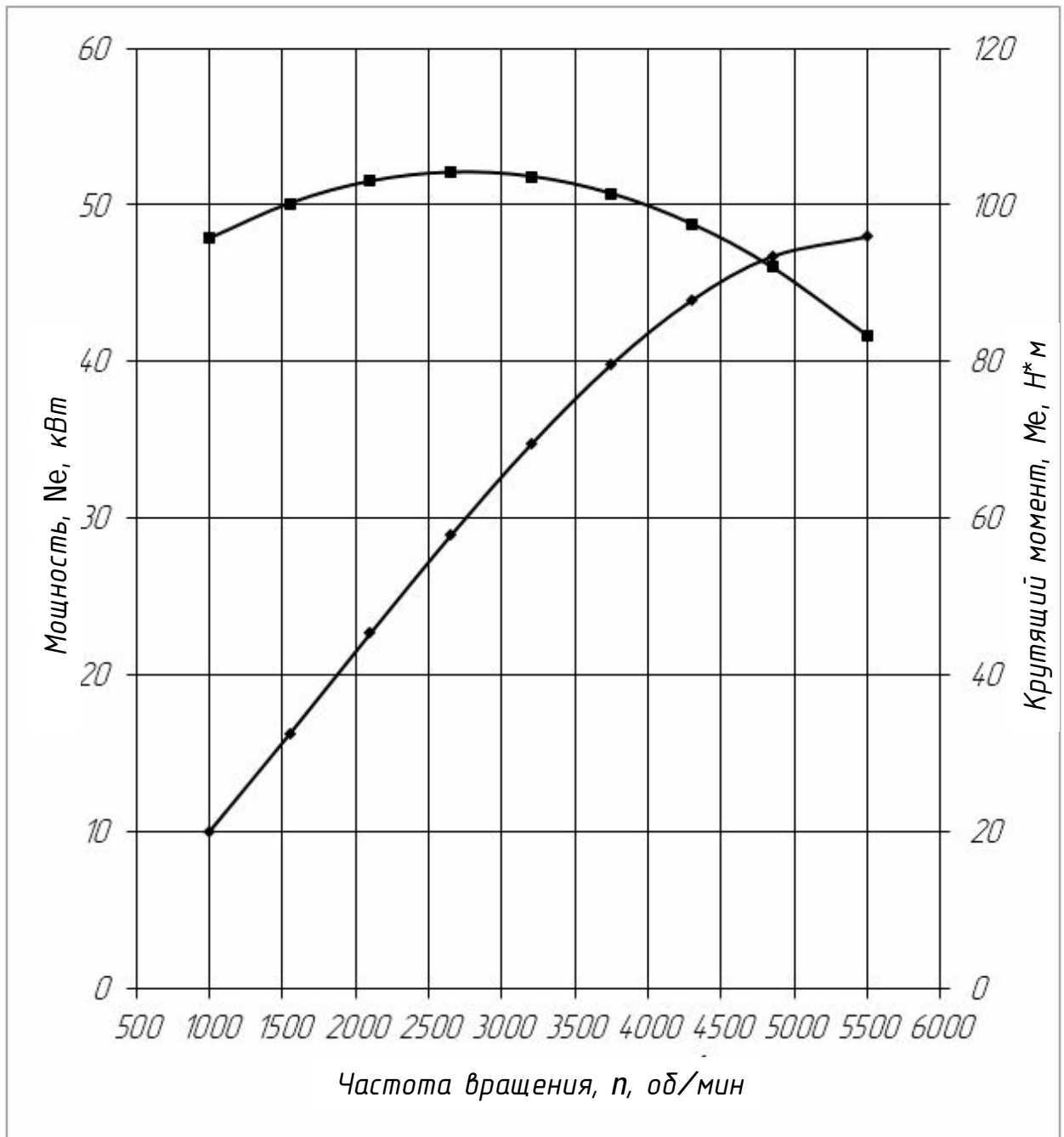


Рисунок А1 – Внешняя скоростная характеристика

Продолжение Приложения А

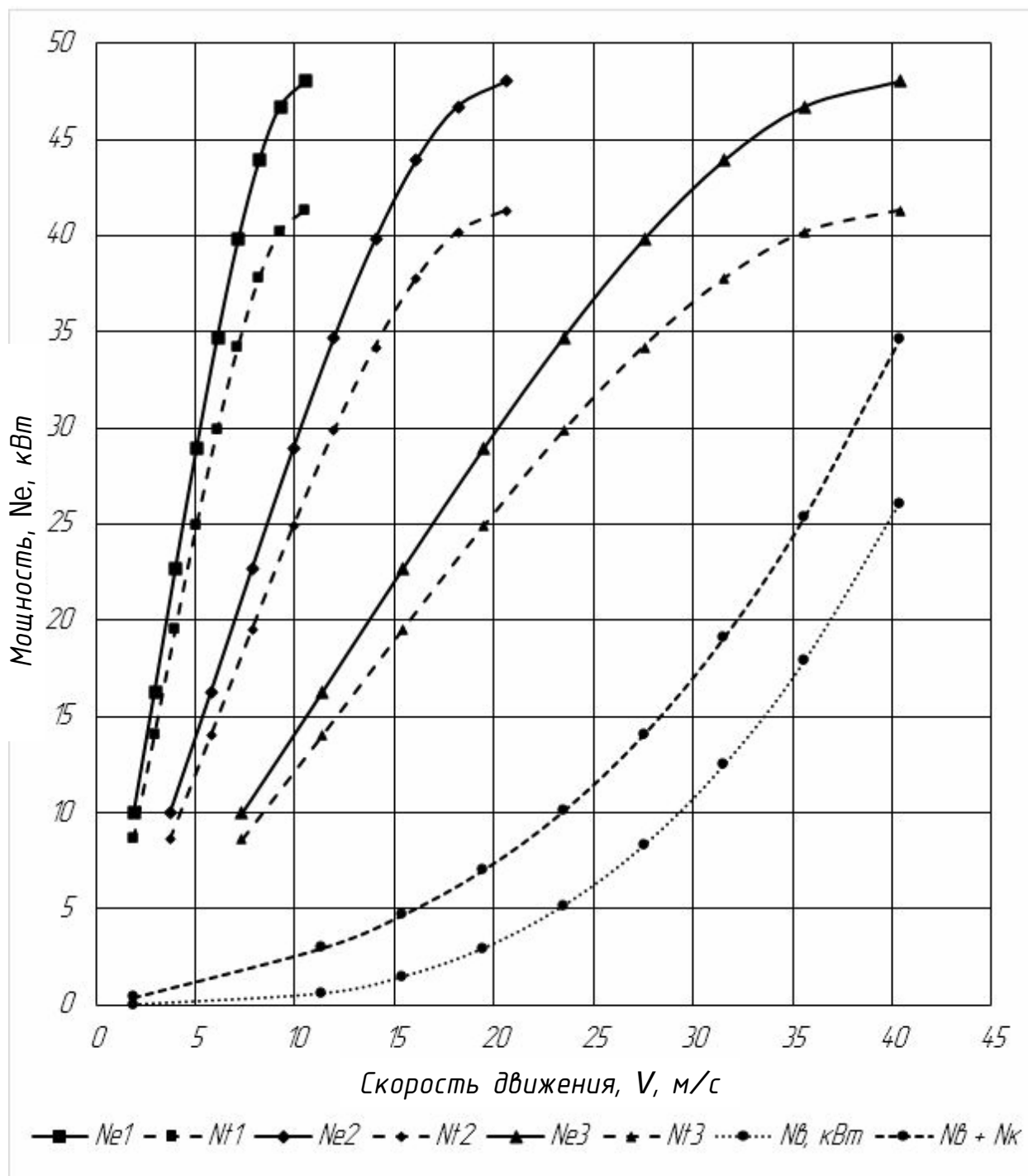


Рисунок А2 – Тяговый баланс автомобиля

Продолжение Приложения А

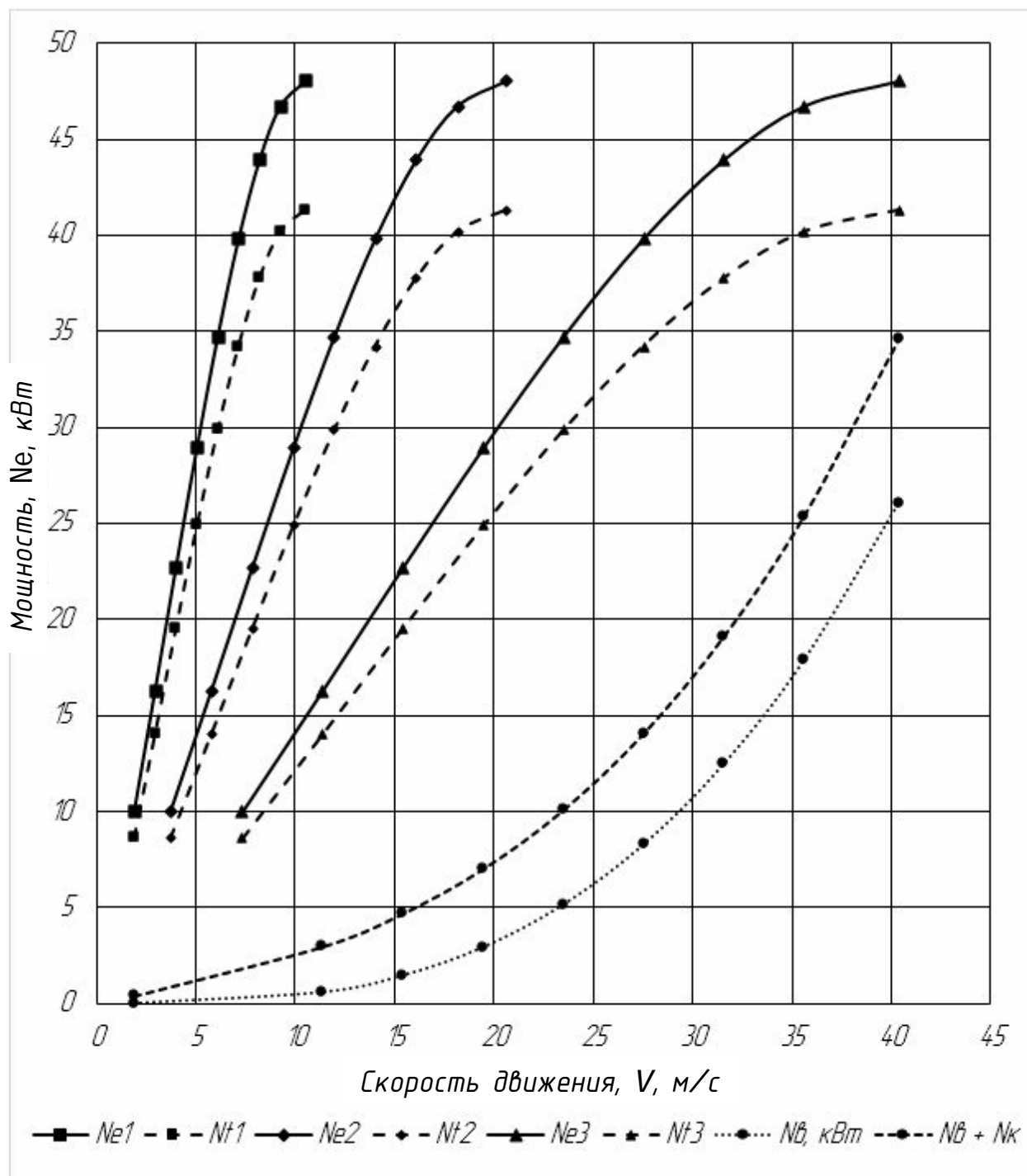


Рисунок А3 – Динамическая характеристика

Продолжение Приложения А

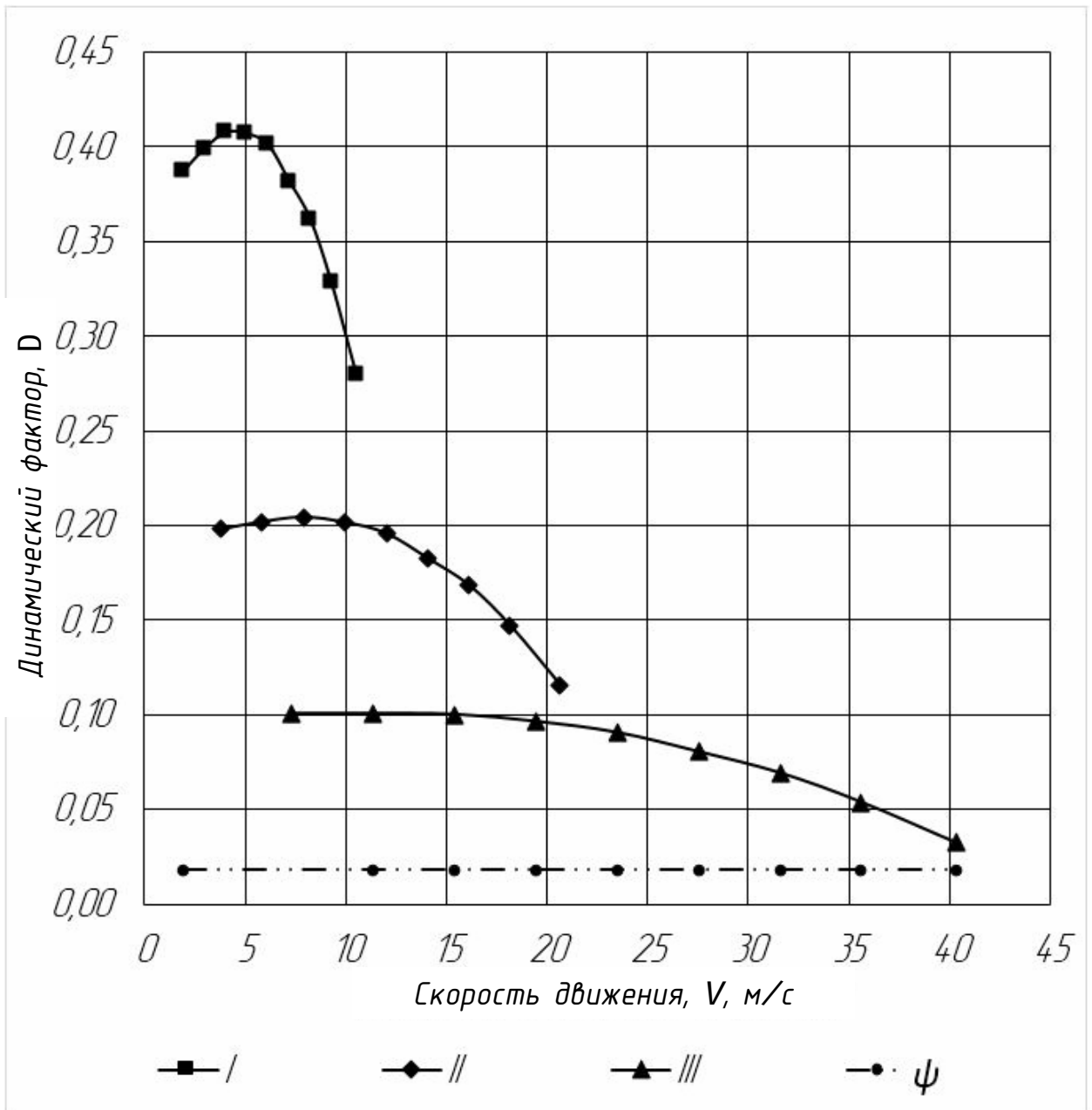


Рисунок А4 – Динамический фактор

Продолжение Приложения А

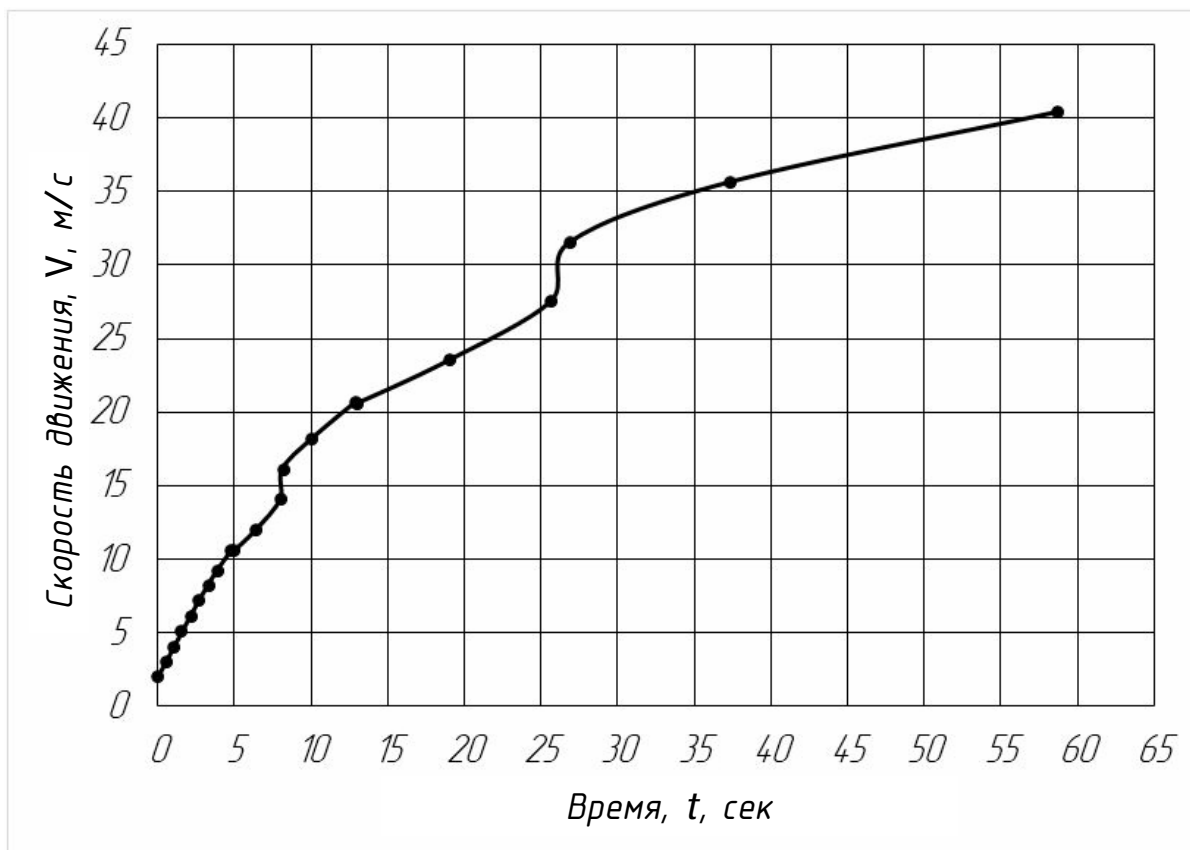


Рисунок А5 – Время разгона автомобиля

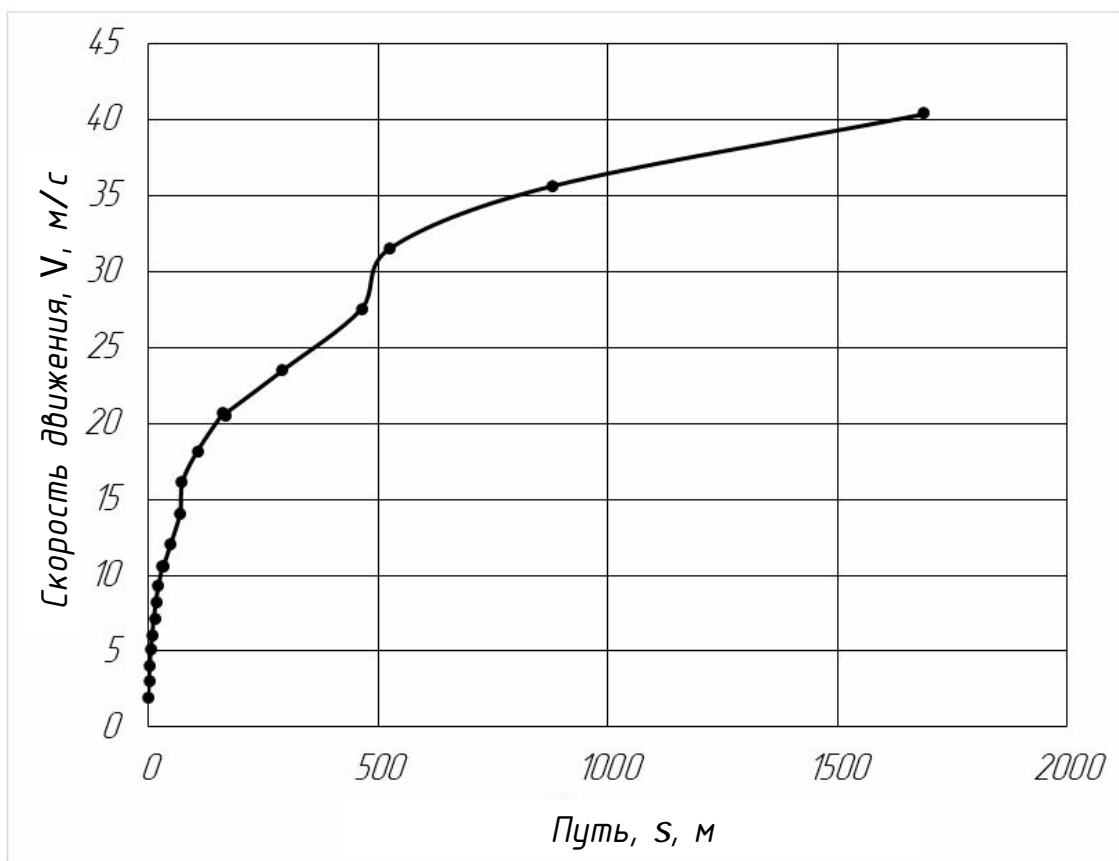


Рисунок А6 – Путь разгона автомобиля

Продолжение Приложения А

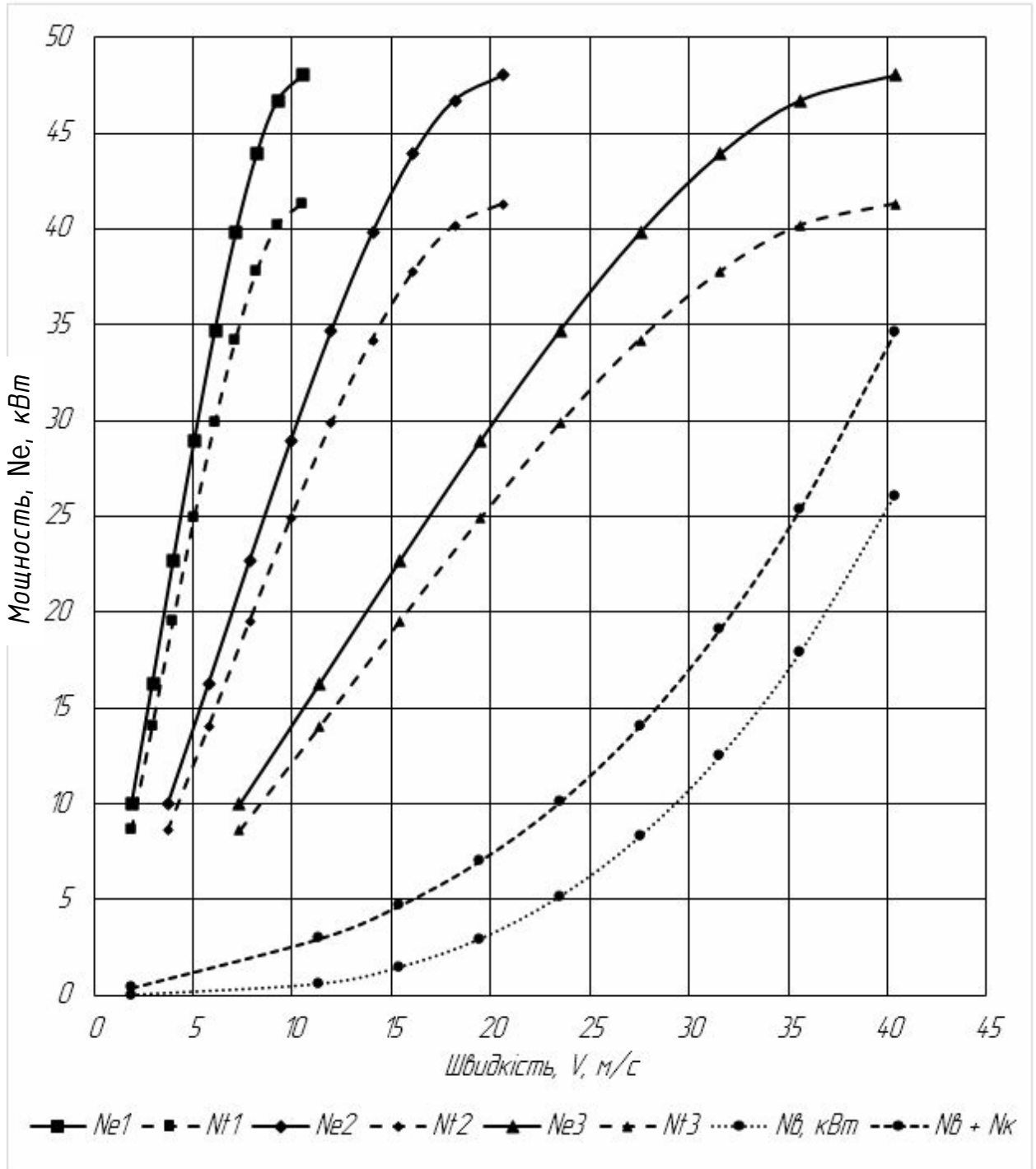


Рисунок А7 – Мощностной баланс

Продолжение Приложения А

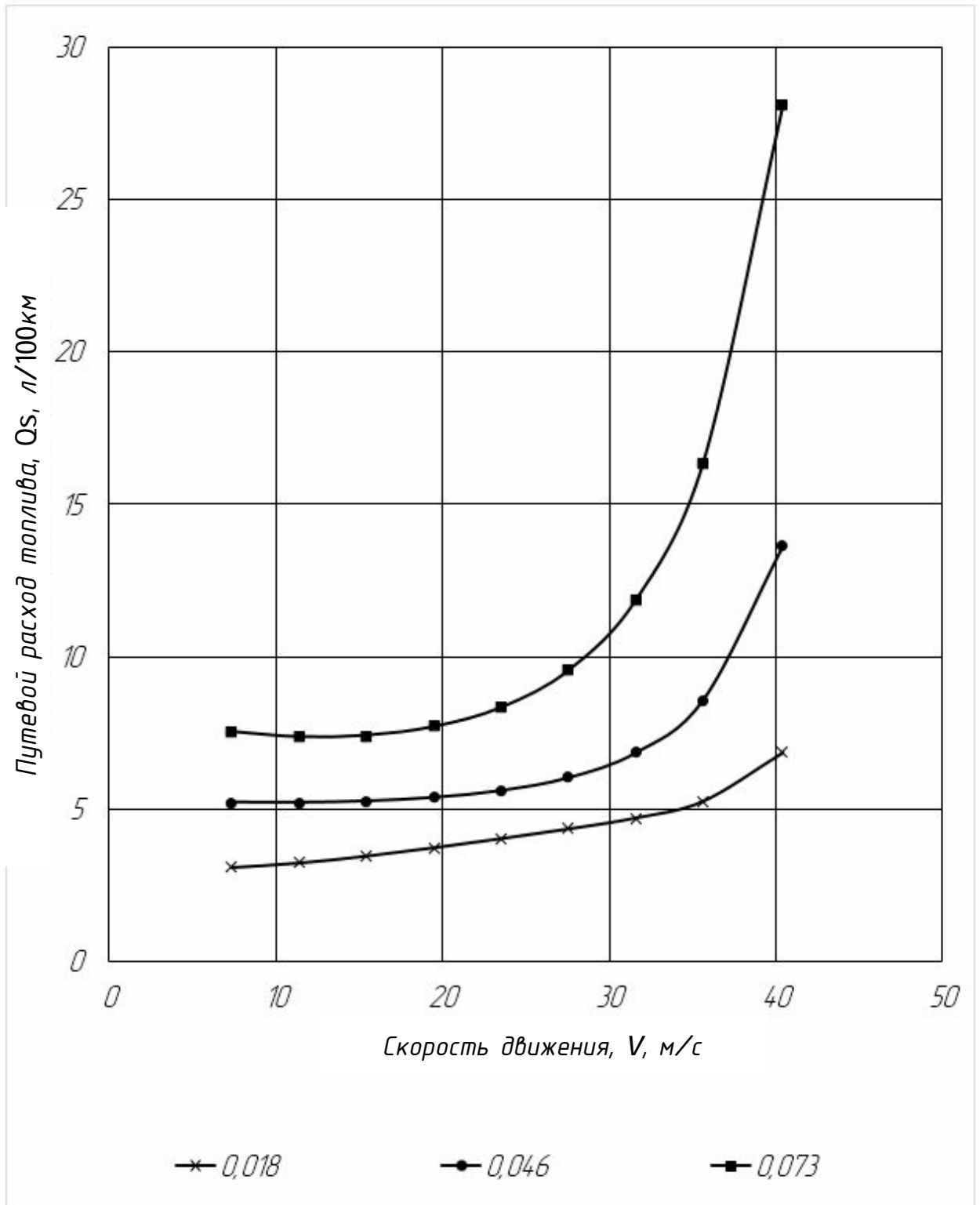


Рисунок А8 – Топливо-экономическая характеристика

Приложение Б
Спецификации

Листов поимен	Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кол.	Примітка
Слоаб. №					Конструкторская документация		
	A1			21.ДП.ПЭА.158 СБ	Автоматическая коробка передач	1	
					<u>Детали</u>		
		1		21.ДП.ПЭА.158.01	Фрикцион блокировки гидротрансформатора	1	
		2		21.ДП.ПЭА.158.02	Турбинное колесо	1	
		3		21.ДП.ПЭА.158.03	Входный вал планетарного ряда	1	
		4		21.ДП.ПЭА.158.04	Тормоз корпуса планетарного ряда	1	
		5		21.ДП.ПЭА.158.05	Корпус первого планетарного ряда	1	
		6		21.ДП.ПЭА.158.06	Корпус второго планетарного ряда	1	
		8		21.ДП.ПЭА.158.08	Корпус третьего планетарного ряда	1	
	9		21.ДП.ПЭА.158.09	Корпус механизма включения задней передачи	1		
				21.ДП.ПЭА.158.40 СБ			
И-б. № подл	Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата		
	Разраб.		Шварякин Д.А.			Лит.	Лист
	Проб.		Прокопьев М.В.			ДП	1
	Н.контр.		Прокопьев М.В.			ТГУ, ИМ, ПЭА	
Утв.		Байраковский А.В.				Листов	3
						АТс-1601б	
						Формат А4	

Рисунок Б1 – Спецификация, лист 1

Продолжение Приложения Б

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		10	21.ДП.ПЭА.158.10	Вихідний вал		
				планетарних рядів		
		11	21.ДП.ПЭА.158.11	Фрикцион размыкания 1 и 2 передачи	1	
		12	21.ДП.ПЭА.158.12	Шестерня заднего масляного насоса	1	
		13	21.ДП.ПЭА.158.13	Крышка	1	
		14	21.ДП.ПЭА.158.14	Шестерня внешнего зацепления	1	
				заднего масляного насоса		
		15	21.ДП.ПЭА.158.15	Ведущая шестерня	1	
				главной передачи		
		16	21.ДП.ПЭА.158.16	Фрикцион размыкания	1	
				2 и 3 передачи		
		17	21.ДП.ПЭА.158.17	Шпилька М8	12	
		19	21.ДП.ПЭА.158.19	Фрикцион размыкания	1	
				передачи заднего хода		
		20	21.ДП.ПЭА.158.20	Поршень	1	
		22	21.ДП.ПЭА.158.22	Фиксатор	30	
		24	21.ДП.ПЭА.158.24	Фрикцион тормоза	1	
				корпуса планетарного ряда		
		26	21.ДП.ПЭА.158.26	Серповидная вставка	1	
				переднего масляного насоса		
		28	21.ДП.ПЭА.158.28	Передняя крышка	1	
		34	21.ДП.ПЭА.158.34	Полусеверные шестерни	2	
		36	21.ДП.ПЭА.158.36	Зубчатое колесо главной передачи	1	
		37	21.ДП.ПЭА.158.37	Шестерня привода спидометра	1	
Инд. № подл.	Взам. инд. №	Инд. № докум.	Подп.	Дата	21.ДП.ПЭА.158.40 СБ	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист 2	

Копировал

Формат А4

Рисунок Б2 – Спецификация, лист 2

