

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

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

(институт)
Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили

(направленность (профиль))

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Полноприводный легковой автомобиль 2 кл. Модернизация коробки передач.

Студент(ка)

А.А. Сидыганов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

И.В. Турбин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

Д. Ю. Воронов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

А. Н. Москалюк

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Л. Л. Чумаков

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Нормоконтроль

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Допустить к защите

Заведующий кафедрой к.т.н., доцент А.В. Бобровский

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

(личная подпись)

« _____ » _____ 20 _____ г.

Тольятти 2016

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

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой «Проектирование и
эксплуатация автомобилей»

_____ А.В. Бобровский
«10» декабря 2015 г.

ЗАДАНИЕ
на выполнение бакалаврской работы

Студент Сидыганов Андрей Алексеевич

1. Тема Полноприводный легковой автомобиль 2 кл. Модернизация коробки передач.

2. Срок сдачи студентом законченного проекта « 01 » июня 2016 г.

3. Исходные данные

собственная масса- $M_0=1400$ кг; ширина – 1770 мм; высота – 1652 мм; колёсная формула- 4x4; количество мест- $n=5$ (чел.); максимальная скорость- $V_{max}=37,5$ м/сек (135 км/час); максимальная частота вращения коленчатого вала- $n_{max}=6000$ об/мин; коэффициент аэродинамического сопротивления- $C_x=0,48$; КПД трансмиссии- $\eta_{тр}=0,92$; коэффициент сопротивления качению- $f_0=0,012$; повышающая передача раздаточной коробки – 1,205; передаточные числа трансмиссии: 1-я передача - 3,677; 2-я передача - 2,1; 3-я передача- 1,361; 4-я передача - 1 (прямая); 5-я передача- 0,754; главная передача- 3,9; шины 205/70R15.

Цель проекта: Модернизация редукторной части под увеличенный крутящий момент двигателя, синхронизированная задняя передача.

4. Содержание (перечень подлежащих разработке вопросов):

Аннотация

Введение

1. Состояние вопроса

- 1.1. Назначение агрегата или системы
- 1.2. Требования, предъявляемые к конструкции агрегата или системы.
- 1.3. Классификация конструкций агрегата или системы
- 1.4. Обзор и тенденции развития конструкции агрегата или системы.
- 1.5. Выбор и обоснование принятого варианта конструкции (предварительное).

2. Защита интеллектуальной собственности

(предусмотрено/не предусмотрено) Руководитель _____

3. Конструкторская часть

- 3.1. Тягово-динамический расчет автомобиля
- 3.2. Выбор компоновочной схемы объекта.

3.3. Кинематические, динамические и др. расчеты.

3.4. Выбор деталей, подлежащих расчету, определение нагрузочных режимов.

3.5. Расчет деталей (на прочность, износостойкость, нагрев и т.п.) и выбор материалов деталей.

3.6. Разработка вспомогательных механизмов (для охлаждения, обогрева, смазки, защиты от загрязнений, сигнализации предельного значения параметра и т.д.).

4. Технологическая /Исследовательская часть

Разработка технологии сборки вторичного вала коробки передач в массовом производстве

5. Анализ экономической эффективности объекта

Определить затраты на изготовление коробки передач и рассчитать безубыточный объем продаж. Рассчитать показатели коммерческой эффективности внедрения в производство модернизированной коробки передач

6. Безопасность и экологичность объекта

Определить опасные и вредные производственные факторы на участке сборки вторичного вала коробки передач, разработать ряд мероприятий для их устранения

Заключение

Список литературы

Приложения: - **Графики тягово-динамического расчета**

- **Спецификации**

5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала:

Автомобиль. Общий вид. 1 лист ф. А1

Графики тягово-динамического расчета 1 лист ф.А1

Сборочные чертежи1..... листов форматаА1.....

Детализация1..... листов формата А1

Технологическая схема сборки разрабатываемого узла 1 лист ф. А1

Показатели экономической эффективности объекта 1 лист ф. А1

6. Консультанты по разделам

Технологическая /Исследовательская часть _____ / Д.Ю.Воронов /

Анализ экономической эффективности объекта _____ / Л.Л.Чумаков /

Безопасность и экологичность объекта _____ / А.Н.Москалюк /

7. Дата выдачи задания «10» декабря 2015 г.

Руководитель выпускной
квалификационной работы

И.В. Турбин

Задание принял к исполнению

А.А. Сидыганов

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ
Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой «Проектирование
и эксплуатация автомобилей»

А.В. Бобровский

(подпись)

(И.О. Фамилия)

«10» декабря 2015г.

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН выполнения бакалаврской работы

Студента Сидыганова Андрея Алексеевича

по теме Полноприводный легковой автомобиль 2 кл. Модернизация коробки передач.

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
1. Состояние вопроса	14.04.2016			
2. Тяговый расчет	14.04.2016			
3. Патентное исследование	20.04.2016	не предусмотрено		
4. Расчет проектируемого механизма	25.04.2016			
5. Чертежи деталей механизмов и узлов	25.04.2016			
6. Технологическая часть	25.04.2016			
7. Экономическая часть	30.04.2016			
8. Безопасность и экологичность объекта	30.04.2016			
9. Сдача готовых ВКР на предварительную проверку	04.05.2016			
10. Предварительная защита	01.06.2016			

Руководитель выпускной
квалификационной работы

(подпись)

И.В. Турбин

(И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

(подпись)

А.А. Сидыганов

(И.О. Фамилия)

Аннотация

В бакалаврской работе были рассмотрены современные тенденции развития конструктивных направлений и требований, предъявляемых к механическим коробкам передач легковых и грузовых автомобилей. Выбран аналог автомобиля и намечены пути модернизации коробки передач.

В конструкторской части бакалаврской работы произведен тяговый расчет автомобиля Шеви-Нива. Разработана конструкция коробки передач с межосевым расстоянием 72мм, рассчитанную для передачи крутящего момента 160Нм. Для шестерен постоянного зацепления (как наиболее нагруженных) рассчитаны основные параметры и расчет зубьев на изгиб и на контактную выносливость. Произведен расчет кинематики синхронизированных шестерен заднего хода, просчитаны основные параметры синхронизированной задней передачи.

В технологической части расписано содержание и последовательность операций по сборке вторичного вала коробки передач и разработана для него технологическая карта сборки.

В экономической части проведен расчет себестоимости спроектированной коробки передач автомобиля Шеви-Нива.

В разделе «Безопасность и экологичность» описан участок сборки коробки передач, рассмотрены вредные и опасные факторы на рабочем месте слесаря механосборочных работ и предложены мероприятия по их устранению.

Бакалаврская работа состоит из пояснительной записки объемом 86 стр. и графической части, включающей 6 листов формата А1.

Содержание

Введение.....	6
1. Состояние вопроса.....	7
1.1 Назначения коробки передач.....	7
1.2 Требования, предъявляемые к конструкции коробок передач.....	7
1.3 Классификация конструкций коробок передач	8
1.4 Обзор и тенденции развития коробок передач	13
1.5 Выбор и обоснование принятого варианта конструкции.....	22
2. Защита интеллектуальной собственности.....	22
3. Конструкторская часть.....	23
3.1 Тягово-динамический расчет автомобиля	23
3.2 Расчет кинематики шестерен заднего хода	35
3.3 Расчет зубчатой передачи.....	37
4. Технологический процесс сборки вторичного вала коробки передач.....	48
4.1. Выбор и обоснование техпроцесса сборки	48
4.2. Технология сборки вторичного вала коробки передач.....	50
5. Техничко-экономическая оценка разработанной коробки передач	56
5.1 Расчет себестоимости проектируемого узла.....	68
5.2 Расчет точки безубыточности проекта.....	57
5.3 Расчет коммерческой эффективности проекта.....	67
5.4 Анализ полученных экономических показателей и выводы...	76
6. Безопасность и экологичность участка сборки вторичного вала...	77
Заключение.....	84
Список используемой литературы.....	85
Приложения	86

Введение

Темпы автомобилизации: ежегодно выпускается в мире 55 млн. автомобилей, прирост мирового парка автомобилей составляет 15-18 млн. ед. в год. В настоящее время мировой парк автомобилей составляет более 600 млн. ед. из них 80% легковые

Автомобили должны быть не только надежны, безопасны, долговечны но и комфортабельны. Все это требует, чтобы узлы и агрегаты были отлично сконструированы и изготовлены.

Эксплуатационные свойства и надежность создаваемого транспортного средства в значительной степени зависят от характеристик трансмиссий.

При проектировании какого-либо узла, механизма системы, автомобиля, необходимо выбрать аналог, на основе которого вести разработку объекта. Спроектированный агрегат должен отличаться простотой и технологичностью конструкции, высокой эффективностью и надежностью в работе, удобством обслуживания и ремонта, минимальной массой и небольшими габаритами, высоким к.п.д. и т.д. Кроме того, конструкцию и параметры механизмов и агрегатов трансмиссии следует выбирать из условия обеспечения высокой динамичности и топливной экономичности, низкого уровня шума внутри и вне салона автомобиля.

В настоящее время СП «GM-АВТОВАЗ» планирует устанавливать на автомобиль Шеви-Нива двигатель объемом $V=2$ литра. Цель данной работы сконструировать коробку передач с улучшенными потребительскими качествами для полноприводного автомобиля Шеви-Нива для двигателя с крутящим моментом $M_{\max} = 160 \text{ Нм}$.

1. Состояние вопроса

1.1 Назначение коробок передач.

Коробка передач предназначена для преобразования крутящего момента и частоты вращения, развиваемых коленчатым валом двигателя для получения различных тяговых усилий на ведущих колесах при трогании автомобиля с места и его разгоне, при движении автомобиля и преодолении различных дорожных препятствий. Необходимость преобразования определяется характером изменения крутящего момента ДВС, особенностью которого является относительно малая приспособляемость к изменениям внешней нагрузки. Коэффициент приспособляемости двигателя, представляющий отношение максимального крутящего момента двигателя к моменту при максимальной мощности, равен 1,15—1,25.

Коробка передач дает возможность двигаться с малыми скоростями, которые не могут быть обеспечены ДВС, коленчатый вал которого развивает невысокую минимально устойчивую частоту вращения. Коробка передач должна обеспечить возможность движения задним ходом и длительное отсоединение двигателя от трансмиссии при его пуске, на стоянке или при движении автомобиля накатом.

1.2 Требования, предъявляемые к конструкции коробок передач.

К коробкам передач предъявляют следующие требования:

- а) обеспечение необходимых динамических и экономических качеств автомобиля путем правильного выбора передаточных чисел и числа передач;
- б) создание условий для возможности длительного отсоединения двигателя от трансмиссии при нейтральном положении;
- в) обеспечение простоты и удобства управления;
- г) создание условий для бесшумной работы;

д) обеспечение высокого КПД

Кроме того, к коробкам передач предъявляют требования, общие для большинства механизмов автомобиля, — надежность работы, простота обслуживания, малые габаритные размеры и масса, а также невысокая стоимость.

1.3 Классификация конструкций коробок передач

В зависимости от типа и назначения автомобилей на них применяют различные типы коробок передач (таблица 1).



Коробки передач по способу изменения передаточного числа подразделяют на ступенчатые, бесступенчатые и комбинированные.

Ступенчатые коробки передач по числу ступеней переднего хода делятся на трех-, четырех-, пяти- и многоступенчатые, а по положению осей — на коробки передач с неподвижными осями валов с вращающимися осями валов (планетарные) и комбинированные. Коробки передач с неподвижными осями валов подразделяют на двух-, трех- и многовальные. По способу управления коробки передач могут быть с автоматическим, полуавтоматическим, преселекторным, командным и непосредственным управлением.

В настоящее время на автомобилях применяются трансмиссии следующих видов: механическая, гидромеханическая, электромеханическая, гидробъемная (гидростатическая). Наибольшее распространение получили

механические и гидромеханические трансмиссии. Основными преимуществами механической трансмиссии являются простота конструкции и низкая стоимость, высокие КПД и надежность, недостатками — ступенчатое регулирование крутящего момента и сложность компоновки на многоприводных автомобилях

Применение на автомобилях гидромеханических передач (ГМП) позволяет увеличить срок службы двигателя и трансмиссии, уменьшить число ступеней механического редуктора, уменьшить частоту переключений передач, повысить проходимость автомобиля и улучшить его комфортабельности. ГМП по сравнению с механическими передачами имеет более сложную конструкцию, повышенные массу и стоимость. Замена механической передачи гидромеханической обычно приводит к некоторому ухудшению характеристик разгона автомобиля и увеличению расхода топлива. В трансмиссиях с ГМП момент от двигателя передается на насосное колесо гидротрансформатора непосредственно или при необходимости через согласующий редуктор. В качестве механического преобразователя в ГМП применяются планетарные и вальные ступенчатые редукторы, позволяющие переключать передачи при сохранении силовой и кинематической связи трансмиссии с двигателем. В этом случае фрикционное сцепление в конструкции отсутствует. Если используется ступенчатая коробка передач с переключением передач н-разрывом потока мощности, то сцепление сохраняется. Механическая часть трансмиссии от ГМП до ведущих колес обычно идентична этой же части механической трансмиссии. Выбор ее схемы в основном определяется теми же соображениями, что и в случае механической трансмиссии

Электромеханические и гидрообъемные трансмиссии являются специальными и применяются на транспортных машинах в тех случаях, когда по комплексу эксплуатационных и конструктивных свойств, трансмиссии первых двух типов не могут быть применены,

В соответствии с требованиями обеспечения необходимых

динамических и экономических качеств автомобиля определяются диапазоном передаточных чисел, число передач и передаточные числа.

Диапазон — это частное от деления передаточных чисел низшей и высшей передач. Чем разнообразнее дорожные условия, в которых будет работать автомобиль, и чем меньше удельная мощность двигателя, тем большим должен быть диапазон его коробки передач.

Диапазон современных коробок передач составляет 3,0—4,5 для легковых автомобилей, 5,0—8,0 для грузовых автомобилей общего назначения и автобусов и 10—20 для автомобилей высокой проходимости и тягачей.

В настоящее время обычно применяются четырех-, пяти- и шести-ступенчатые коробки передач. У грузовых автомобилей большой грузоподъемности и автомобилей высокой проходимости распространены также многоступенчатые коробки передач с числом ступеней 6—16.

Увеличение числа ступеней приводит к повышению степени использования мощности двигателя, топливной экономичности, средней скорости движения и как результат — к повышению производительности автомобиля, снижению себестоимости перевозок. С другой стороны, увеличение числа передач усложняет и утяжеляет конструкцию коробки передач; возрастают ее размеры, стоимость, усложняется управление.

При ручном механическом приводе быстрое и безошибочное переключение более пяти передач на прямом ходу осуществлять трудно. Поэтому верхним пределом числа передач с ручным переключением принято считать пять передач. Дальнейшее повышение числа передач вызывает необходимость в усложнении привода или установке дополнительной коробки передач со своим независимым приводом, который используется только на определенных режимах движения. В ряде коробок передач легковых и грузовых автомобилей применяют ускоряющую передачу с передаточным числом, меньшим единицы (0,7—0,8), используемую на хороших дорогах и при порожних рейсах.

Применение ускоряющей передачи позволяет полнее использовать мощность двигателя, снижает суммарное число оборотов коленчатого вала на 1 км пути, что способствует уменьшению износа двигателя и снижению расхода топлива. Однако применение в кинематической схеме коробки передач ускоряющей передачи приводит к уменьшению КПД по сравнению с коробками передач с высшей прямой передачей.

К числу важнейших факторов, оказывающих влияние на КПД ступенчатых коробок передач, относятся правильный выбор кинематической схемы, от которой зависит число пар зубчатых колес, находящихся в зацеплении при передаче момента, а также частота вращения, передаваемая мощность, эффективность смазочной системы, точность изготовления зубчатых колес и деталей картера.

Основным преимуществом трехвальных коробок передач является наличие прямой передачи, получающейся непосредственным соединением первичного и вторичного валов. Зубчатые колеса, подшипники и промежуточный вал практически не воспринимают нагрузки, а первичный и вторичный валы передают только крутящий момент. В этом случае износ и уровень шума коробок передач минимальны. Другим преимуществом трехвальной конструкции коробки передач является относительная простота получения большого передаточного числа на первой передаче при малом межосевом расстоянии во время работы двух пар зубчатых колес, включенных последовательно. Недостатком таких коробок является некоторое снижение КПД на промежуточных передачах.

Двухвальные коробки передач имеют более простую конструкцию, низкий уровень шума и повышенный КПД на промежуточных передачах. Одним из важных преимуществ таких коробок передач являются удобство компоновки, а также простота конструкции трансмиссии при заднем расположении двигателя переднеприводной и полноприводной конструкциях автомобилей. К недостаткам двухвальных коробок передач следует отнести отсутствие прямой передачи. Поэтому зубчатые колеса и подшипники и на

высшей передаче работают под нагрузкой, что приводит к дополнительному изнашиванию, повышению уровня шума.

Следует отметить значительные ограничения и в получении большого передаточного числа на низшей передаче ($U_I = 4,0 - 4,5$). Этот недостаток может быть устранен путем уменьшения передаточных чисел на высших передачах с одновременным увеличением передаточного числа главной передачи.

Планетарные коробки передач по сравнению с простыми коробками конструктивно и технологически значительно сложнее. Однако они имеют ряд существенных преимуществ:

- а) коробка передает основной поток приводного двигателя параллельными разветвленными потоками одновременно через несколько полюсов зацепления, благодаря чему значительно повышается надежность и износостойкость зубчатых колес, а следовательно, и коробки в целом;
- б) управление коробкой и синхронизация скоростей при переключении передач обеспечивается чрезвычайно просто — при помощи тормозов и фрикционных муфт;
- в) абсолютный поток, передаваемый коробкой, разделяется на два потока — переносный и относительный; потери в полюсах зацепления связаны с относительным потоком, поэтому в коробке передач можно получить более высокий к.п.д.;
- г) коробка соосная и очень компактная.

Конструкция двухвальной коробки передач во многом зависит от того, какое расположение на автомобиле имеют двигатель и коробка передач — продольное или поперечное. При поперечном расположении коробки передач применяют цилиндрическую главную передачу и дистанционный привод переключения передач, при продольном расположении — коническую или гипоидную главную передачу и непосредственный привод переключения передач.

1.4 Обзор и тенденции развития коробок передач.

Трехвальная коробка передач легкового автомобиля Chevrolet «Niva» (рис. 1.1) — механическая, трехвальная, пятиступенчатая, с постоянным зацеплением шестерен, синхронизаторами и ручным управлением (неавтоматическая).

Коробка имеет пять передач для движения вперед и одну передачу для движения назад. Шестерни всех передач (кроме заднего хода) — косозубые, что уменьшает шум при работе коробки передач; шестерни передачи заднего хода — прямозубые. Передачи для движения вперед включаются с помощью синхронизаторов, а для движения назад — передвижением промежуточной шестерни заднего хода. Переключаются передачи с помощью рычага, который имеет три хода вперед и назад от нейтрального положения. В отлитом из алюминиевого сплава картере 7 коробки передач на подшипниках установлены первичный (ведущий) 1, вторичный (ведомый) 14 и промежуточный валы. Первичный вал выполнен как одно целое с шестерней 8, находящейся в постоянном зацеплении с шестерней 45 промежуточного вала. Промежуточный вал составной, состоит из вала 44 и блока шестерен 37. На вторичном валу свободно установлены шестерни 24, 12, 13 и 16, соответствующие V, III, II и I передачам. Эти шестерни находятся в постоянном зацеплении с соответствующими шестернями промежуточного вала. На вторичном валу также жестко закреплены ступицы синхронизаторов 11, 15 и 22. и шестерня 20 заднего хода. Промежуточная шестерня заднего хода свободно установлена на отдельной оси. Механизм выбора передач 23, блок шестерен 37 установлены в задней крышке 36, т.к. изначально коробка была 4х ступенчатая.

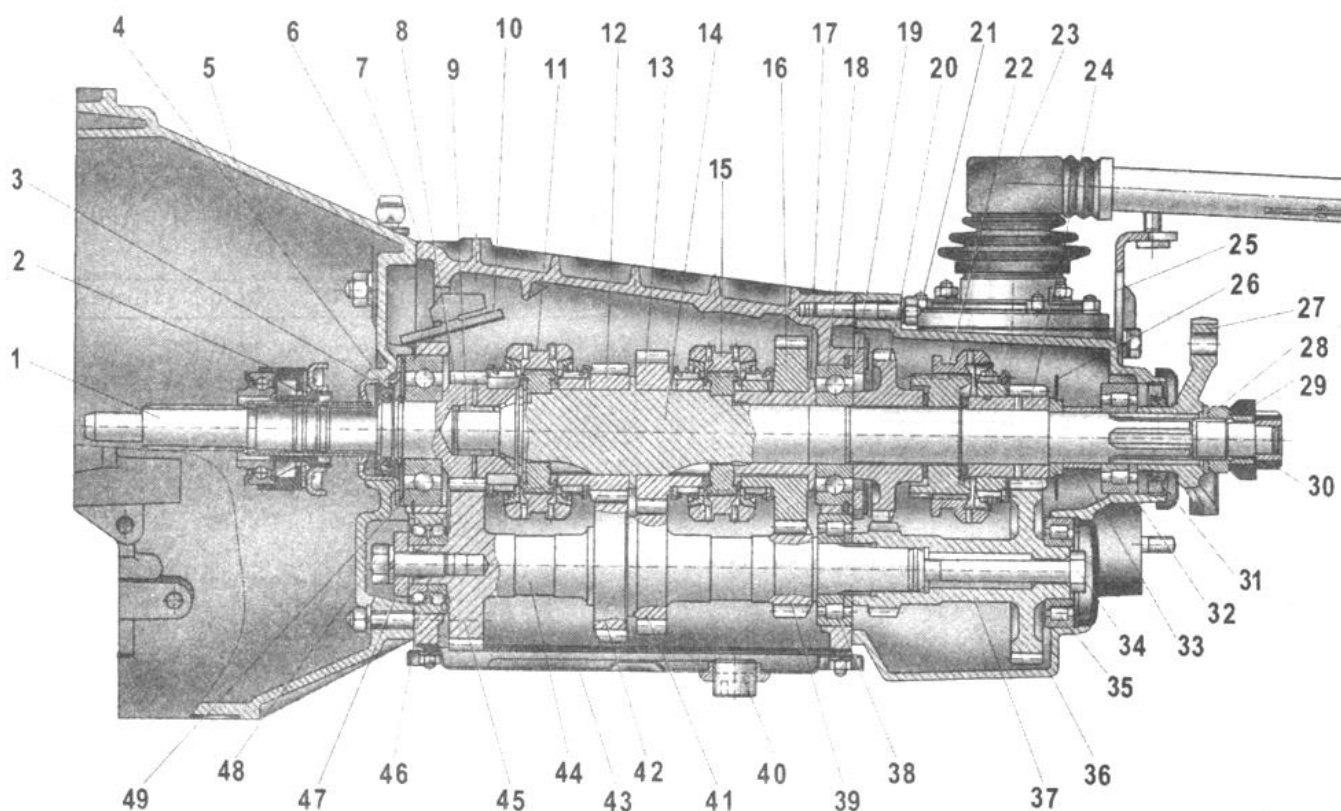


Рис. 1.1. Коробка передач автомобиля Chevrolet «Niva»

1 - первичный вал; 2 - муфта выключения сцепления; 3 - передняя крышка с направляющей втулкой; 4 - сальник первичного вала; 5 - картер сцепления; 6 - сапун; 7 - картер коробки передач; 8 - шестерня постоянного зацепления первичного вала; 9 - игольчатый подшипник вторичного вала; 10 - лоток для сбора и стока масла; 11 - синхронизатор III и IV передач; 12 - шестерня III передачи; 13 - шестерня II передачи; 14 - вторичный вал; 15 - синхронизатор I и II передач; 16 - шестерня I передачи; 17 - втулка шестерни I передачи; 18 - промежуточный подшипник вторичного вала; 19 - стопорная пластина промежуточного подшипника; 20 - шестерня заднего хода; 21 - гайка крепления механизма выбора передач; 22 - синхронизатор V передачи; 23 - механизм выбора передач; 24 - шестерня V передачи; 25 - кронштейн крепления опорной пластины; 26 - маслоотражательная шайба; 27 - фланец эластичной муфты карданной передачи; 28 - гайка; 29 - уплотнитель центрирующего кольца; 30 - центрирующее кольцо; 31 - сальник заднего подшипника вторичного вала; 32 - задний подшипник вторичного вала; 33 - распорная втулка; 34 - болт блока шестерен; 35 - подшипник блока шестерен; 36 - задняя крышка коробки передач; 37 - блок шестерен V передачи и заднего хода; 38 - задний подшипник промежуточного вала; 39 - шестерня I передачи промежуточного вала; 40 - пробка сливного отверстия; 41 - шестерня II передачи промежуточного вала; 42 - шестерня III передачи промежуточного вала; 43 - нижняя крышка коробки передач; 44 - промежуточный вал; 45 - шестерня постоянного зацепления промежуточного вала; 46 - передний подшипник промежуточного вала; 47 - зажимная шайба подшипника промежуточного вала; 48 - болт зажимной шайбы; 49 - задний подшипник первичного вала

Трехвальная коробка передач G40, фирмы «TOYOTA» представлена на рис. 1.2. Коробка механическая, пятиступенчатая, четырехходовая, с

постоянным зацеплением шестерен, синхронизаторами и ручным управлением. Сухой вес коробки 34 кг, объем заливаемого масла 2,4 литра. Межцентровое расстояние 72 мм. Данная коробка устанавливается на автомобили с двигателями крутящим моментом до 206 Нм и может служить аналогом для разработки модернизированной коробки на автомобиль Шеви-Нива.

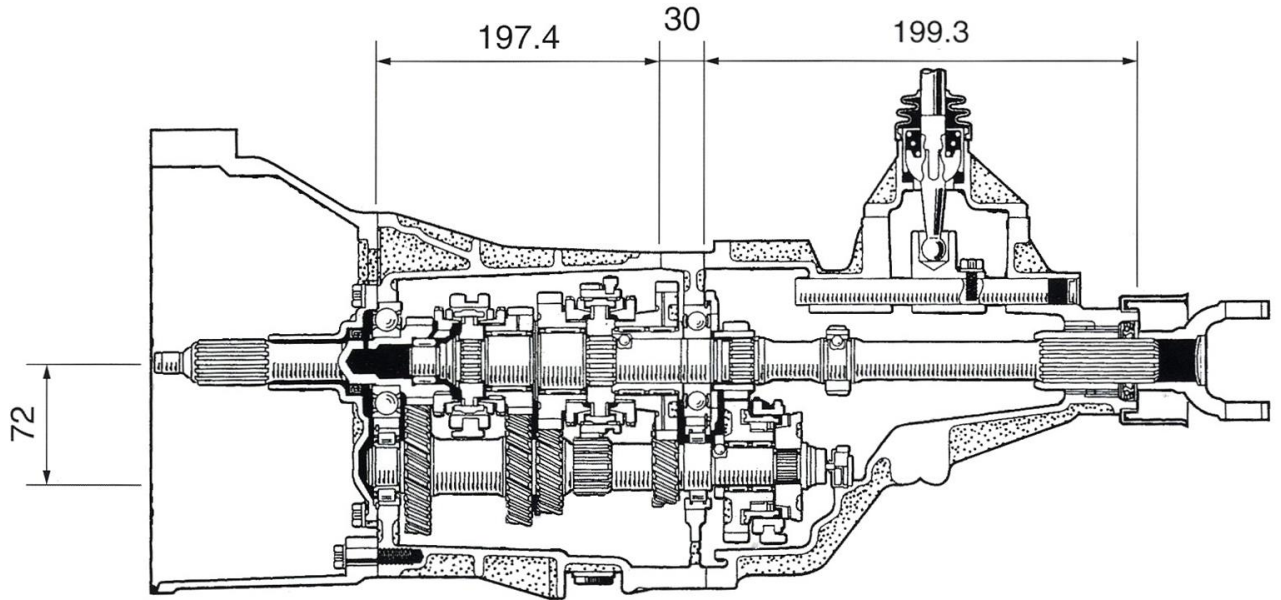


Рис. 1.2. Коробка передач G40, фирмы «ТОУОТА».

Трехвальная коробка передач NSG370 полноприводного автомобиля Jeep Wrangler TJ показана на рис. 1.3. Коробка механическая, шестиступенчатая, четырехходовая, с постоянным зацеплением шестерен, синхронизаторами и ручным управлением, прямая передача пятая. Принцип действия данной коробки аналогичен предыдущей. Коробка передач устанавливается с двигателем объемом V 2,4 литра, мощностью 150 л.с. и крутящим моментом 224 Нм.

Шестискоростная механическая коробка передач (NSG 370)							
Передача	1	2	3	4	5	6	Задн.
Передаточное отношение	4,46	2,61	1,72	1,25	1	0,84	4,06

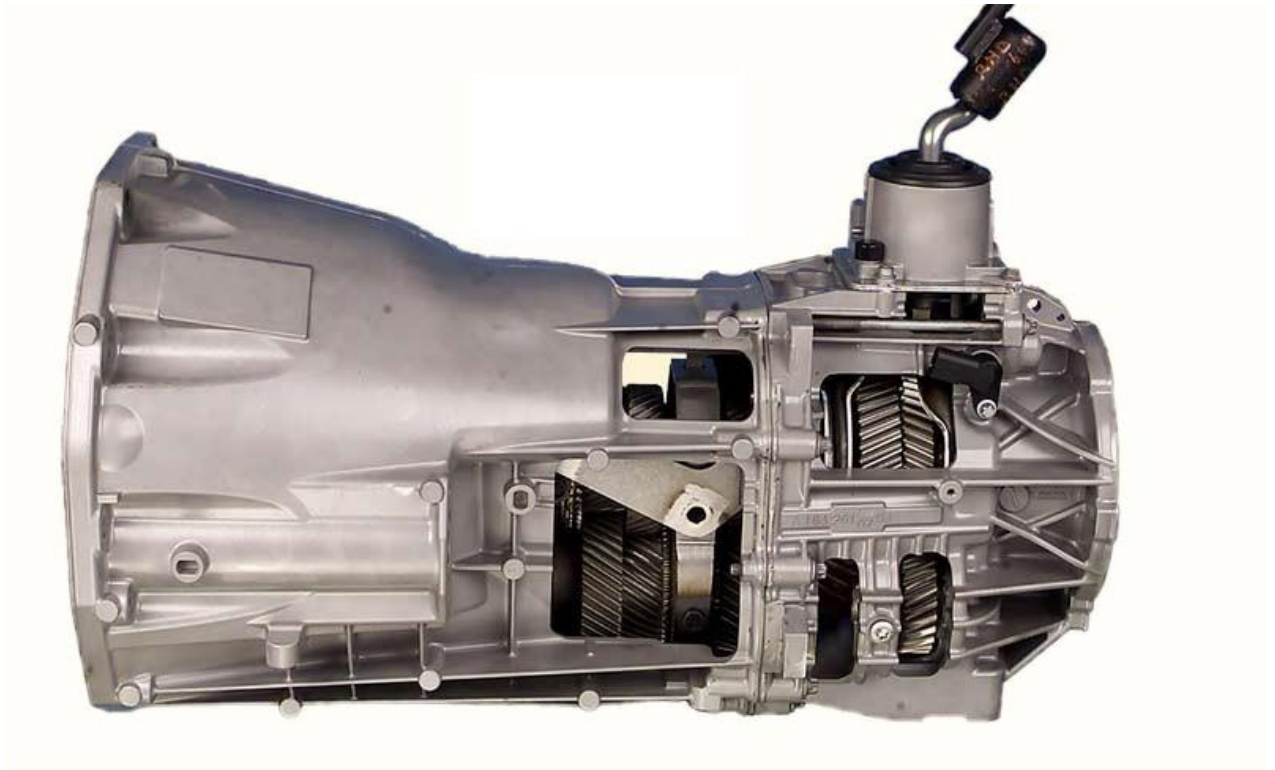


Рис. 1.3. Коробка передач NSG370 автомобиля Jeep Wrangler TJ.

Коробки передач полноприводных автомобилей Subaru (Legacy, Impreza, Outback), с предварительно объединенной в единый блок раздаточной коробкой, представлены на рис.1.4.

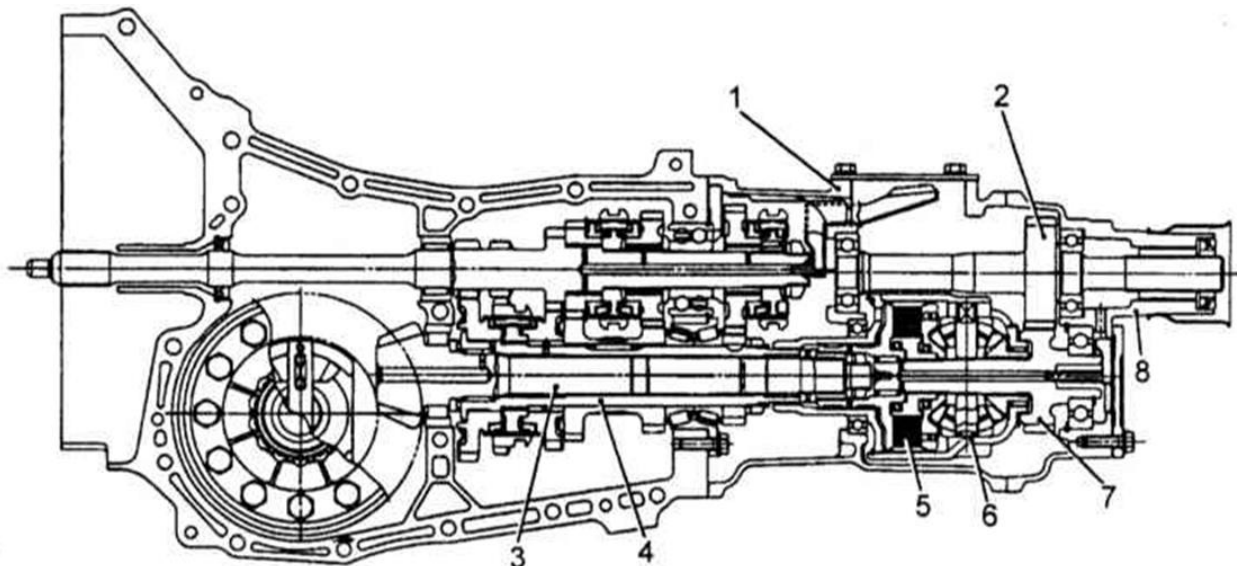


Рис. 1.4. Коробка передач полноприводных автомобилей Subaru

1 — Картер РКПП, 2 — Ведомая шестерня промежуточной передачи привода задних колес, 3 — Вал ведущей шестерни главной передачи, 4 — Вторичный вал, 5 — Вязкостная муфта, 6 — Межосевой дифференциал, 7 — Ведущая шестерня промежуточной передачи привода задних колес, 8 — Удлинение.

Коробки используются для комплектации моделей с постоянным полным приводом. В раздаточной коробке установлен межосевой дифференциал и промежуточная передача привода задних колес. Межосевой дифференциал снабжен вязкостной муфтой, установленной между его выходными валами. Многие детали коробок передач полноприводных моделей, такие как: основной картер, первичный вал, передний дифференциал и др., унифицированы с деталями коробок, используемых на переднеприводных моделях класса Legacy/Impreza/Outback. Помимо пятиступенчатых выпускаются также десятиступенчатые КПП, которые помимо основного 5-ступенчатого механизма снабжены также 2-ступенчатым редуктором, устанавливаемым впереди первичного вала и позволяющим изменять общее передаточное отношение коробки путем выбора повышающего или понижающего режима своего функционирования. На рис. 1.5 представлен

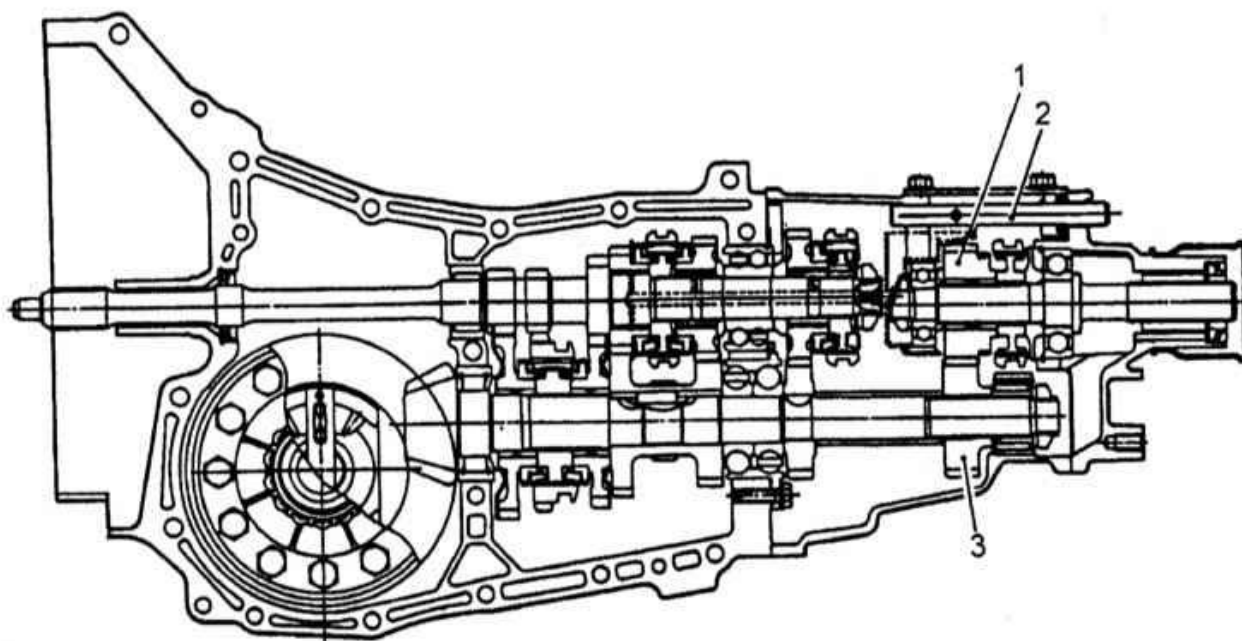


Рис. 1.5. Коробка передач полноприводных автомобилей Subaru

1 — Ведомая шестерня промежуточной передачи привода задних колес; 2 — Шток включения муфты; 3 — Ведомая шестерня промежуточной передачи привода задних колес.

вариант коробки передач ф. Subaru, используемой для комплектации полноприводных моделей с отключаемым приводом задних колес. В коробки

передач данного типа установлена промежуточная передача привода задних колес с возможностью отключения при помощи зубчатой муфты. Межосевой дифференциал в таких коробках не используется

Трехвальная коробка передач автомобиля Mercedes-Benz Sprinter показана на рис. 1.6. Mercedes-Benz Sprinter - лидер европейских продаж в сегменте фургонов полной массой свыше 3,5 т. Гамма двигателей включает полностью новые 4-цилиндровые турбодизельные агрегаты OM 651 мощностью 95, 129 и 163 л.с. Они оснащены системой Common Rail с увеличенным до 1800 бар давлением впрыска, 7-сопловыми форсунками четвертого поколения, а также системой турбонаддува с изменяемой геометрией. Существенно доработана конструкция и турбодизеля V6 – мотора OM642, выдающего на-гора 190 л.с. Помимо новых двигателей, Mercedes-Benz Sprinter получил также новую 6-ступенчатую механическую коробку передач ECO Gear. Благодаря широкому диапазону передаточных чисел (5,08:1 на первой до 0,68:1 на шестой) двигатель работает при более низких оборотах, что повышает топливную экономичность машины.

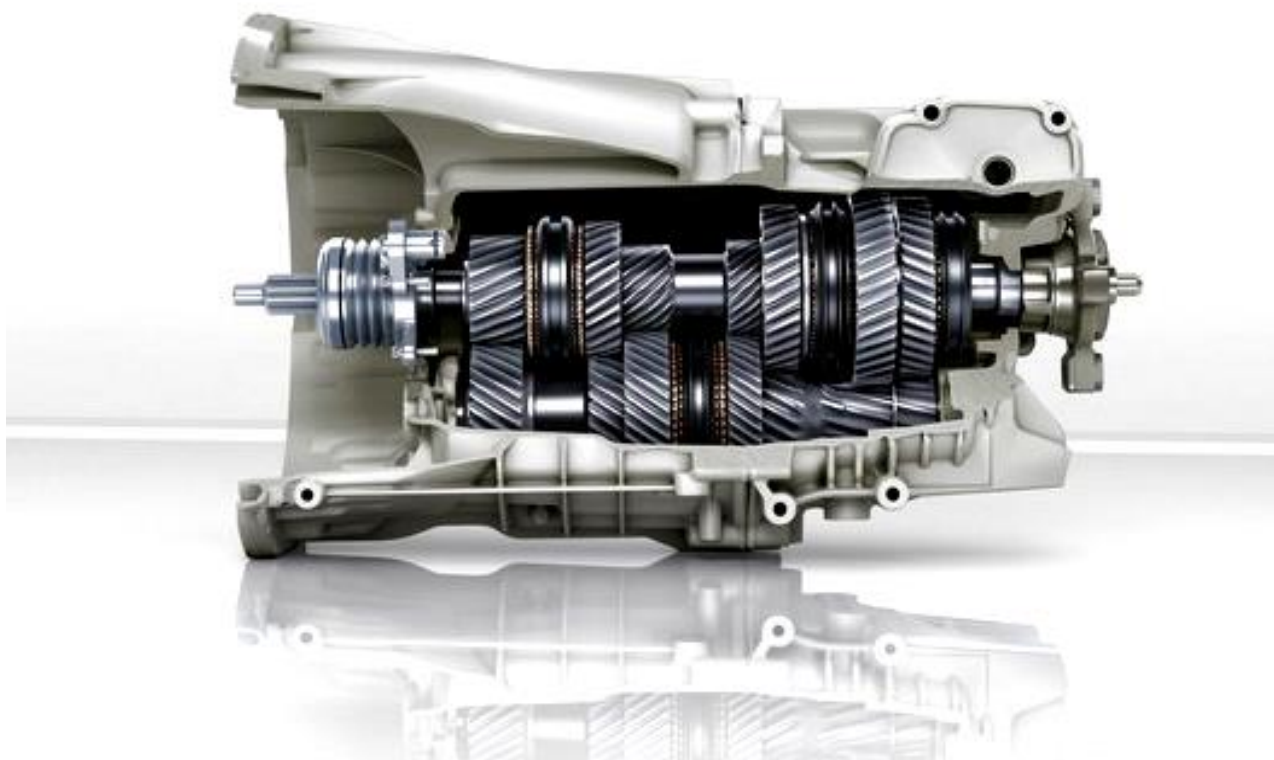


Рис. 1.6. Коробка передач автомобиля Mercedes-Benz Sprinter.

Трехвальная коробка передач модели 08D полноприводного автомобиля Volkswagen Touareg показана на рис. 1.7. Расположенная продольно шестиступенчатая коробка передач 08D оснащена синхронизаторами на всех передачах. В ее состав входят первичный вал, промежуточный вал и вторичный вал. Все включаемые шестерни промежуточного и вторичного валов установлены на игольчатых подшипниках. Пятая передача является прямой. Включение передач осуществляется путем поворота и продольного перемещения центрального штока с поводками, вводимыми в зацепление с той или иной качающейся вилкой включения передач.

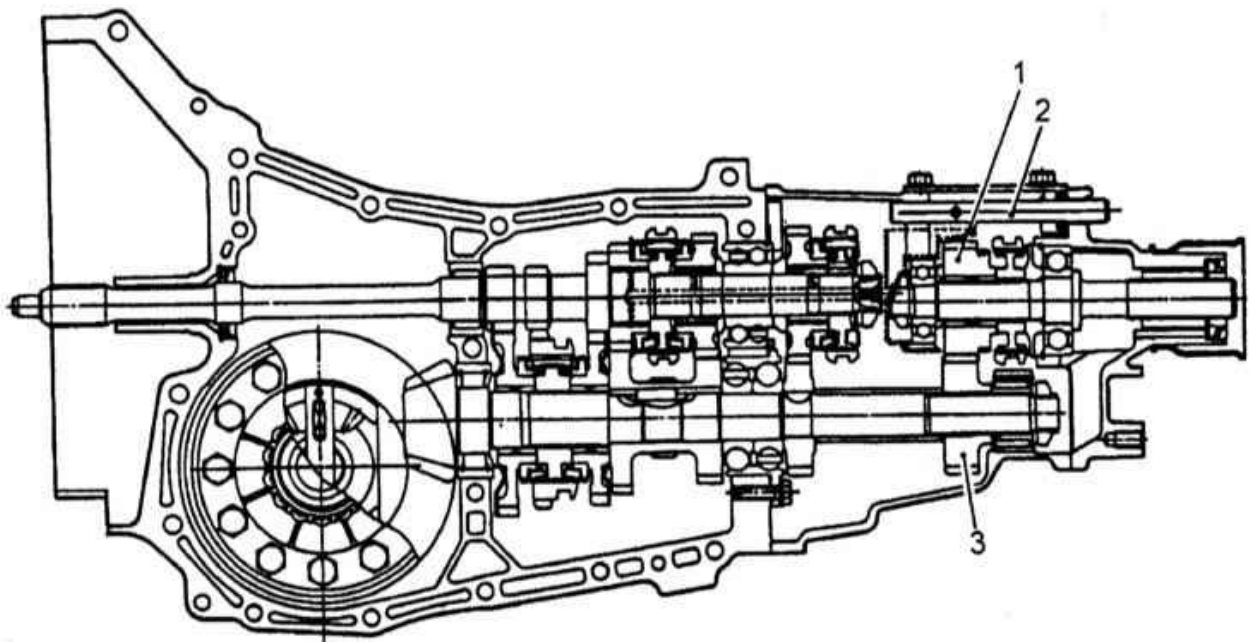


Рис. 1.7. Коробка передач автомобиля Volkswagen Touareg.

1- Муфта синхронизатора; 2- Ведущая шестерня; 3- Первичный вал; 4 - Картер сцепления; 5-Ведомая шестерня; 6- Вращающаяся вместе с валом шестерня шестой передачи; 7- Включаемая шестерня третьей передачи; 8- Включаемая шестерня четвертой передачи; 9- Вращающаяся вместе с валом шестерня второй передачи; 10- Вращающаяся вместе с валом шестерня первой передачи и передачи заднего хода; 11- Задняя крышка коробки передач; 12- Промежуточный вал; 13- Вторичный вал; 14- Включаемая шестерня передачи заднего хода; 15- Центральный шток переключения передач; 16- Включаемая шестерня первой передачи; 17- Включаемая шестерня второй передачи; 18- Вращающаяся вместе с валом шестерня четвертой передачи; 19-Вращающаяся вместе с валом шестерня третьей передачи; 20- Включаемая шестерня шестой передачи.

Алюминиевый картер коробки передач (рис. 1.8) состоит из двух частей: картера сцепления и картера ее задней части. Фланец картера сцепления

выполняется в соответствии с применяемым двигателем. Картер задней части заканчивается фланцем для присоединения раздаточной коробки. Шестиступенчатая коробка передач 08D оснащена тросовым приводом механизма переключения передач. Расположенный в салоне рычаг управления связан с коробкой передач посредством двух тросов, один из которых служит для выбора передач, а другой для их включения.

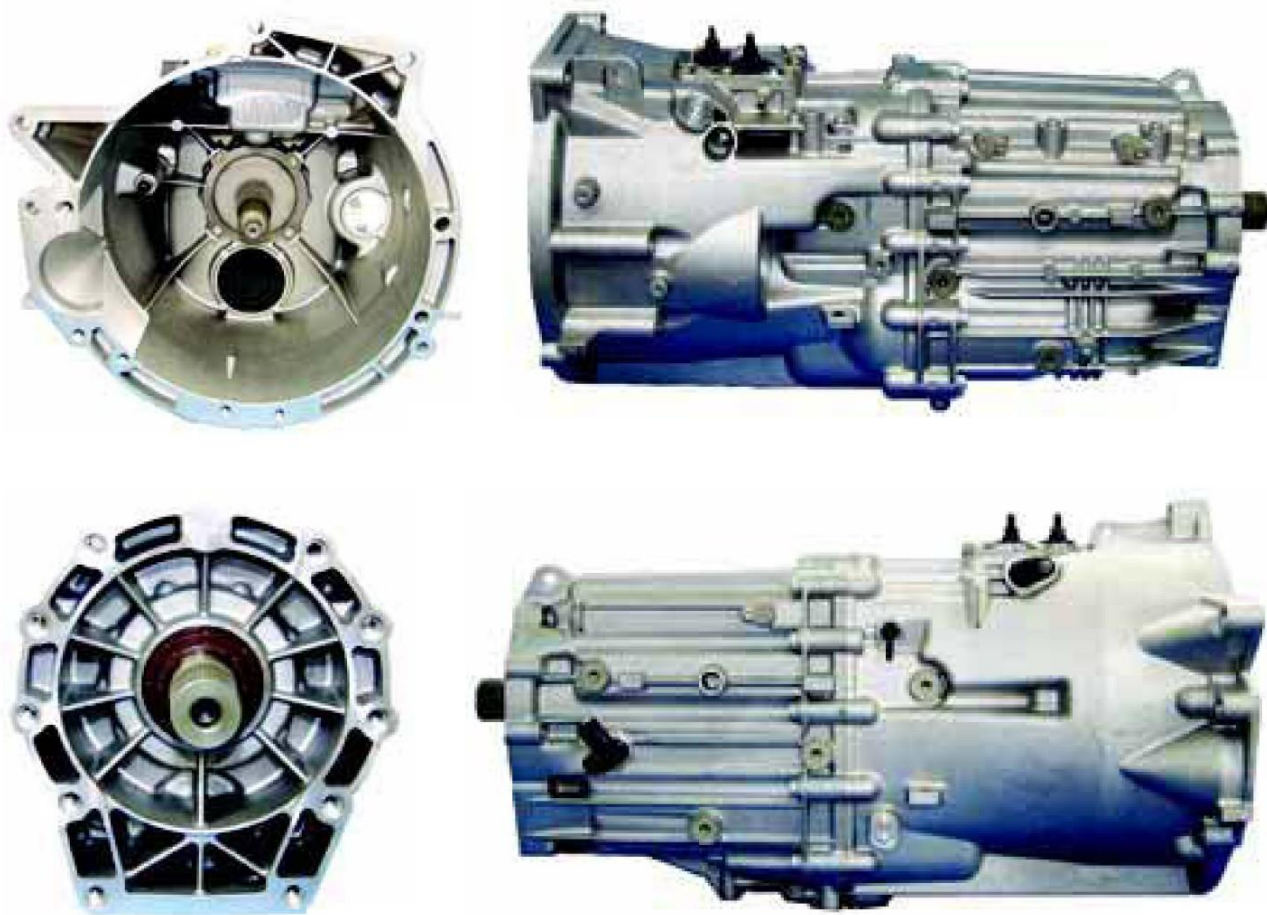


Рис. 1.8. Коробка передач автомобиля Volkswagen Touareg.

Трехвальная коробка передач полноприводного автомобиля УАЗ «Патриот» показана на рис. 1.7. Коробка передач производится корейской фирмой «DYMOS», имеет пять синхронизированных передач переднего хода, одну заднего хода (без синхронизатора). Принципиально схожа с конструкцией коробки передач Chevrolet «Niva», за исключением того, что промежуточный вал цельный, задняя крышка картера отсутствует, соединение с раздаточной коробкой осуществляется за счет жесткой связи соответствующих валов и

картеров.

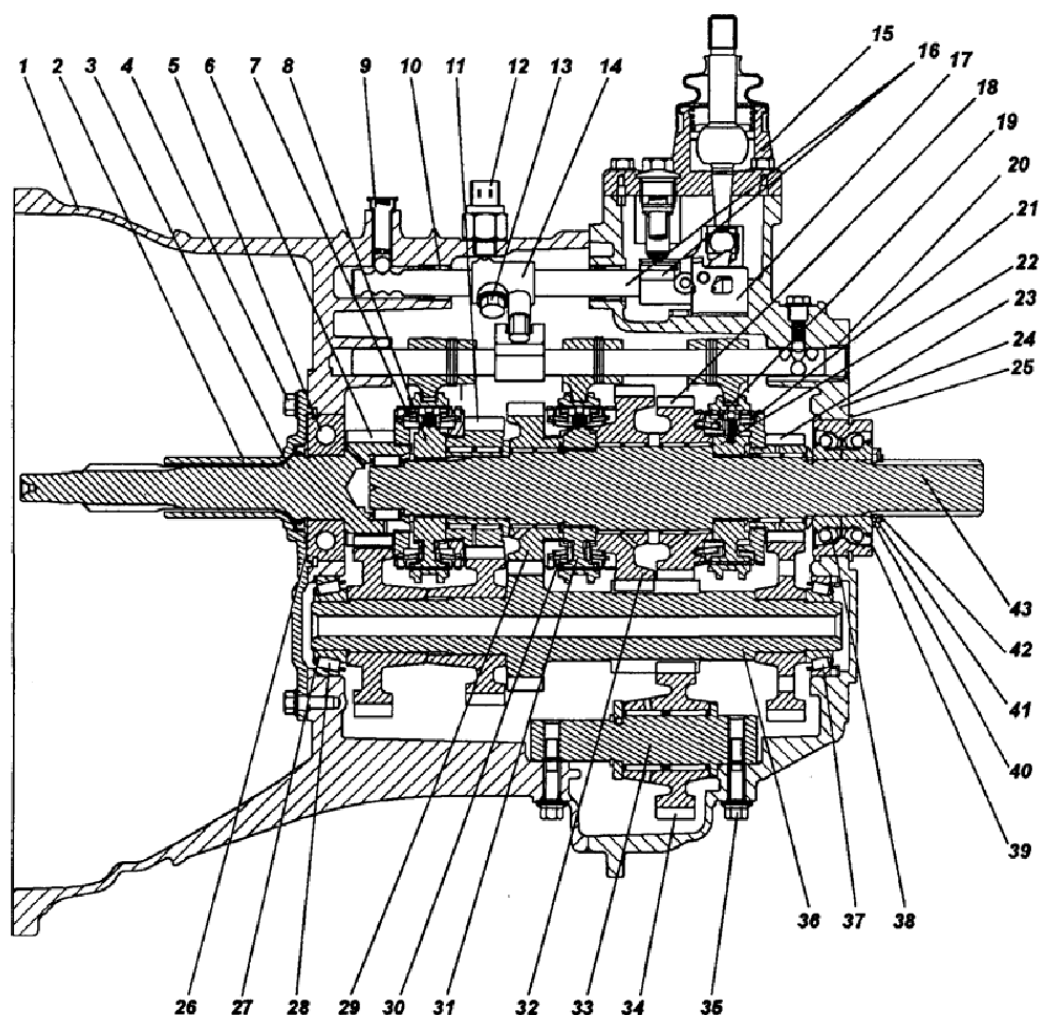


Рис. 1.7. Коробка передач автомобиля УАЗ «Патриот».

1 -передний картер коробки передач; 2 -крышка подшипника первичного вала; 3 -первичный вал; 4 -болт крепления; 5 -задний подшипник первичного вала; 6 -зубчатый венец; 7 -двухконусный синхронизатор 3 и 4 передач; 8 -ступица и муфта синхронизатора 3 и 4 передачи; 9 -фиксатор; 10 -шариковый подшипник; 11 -шестерня 3 передачи; 12 -выключатель индикатора нейтрального положения; 13 -болт головки механизма управления; 14 -головка штока механизма управления; 15 -рычаг управления в сборе; 16 -вал управления в сборе; 17 -кронштейн предохранителя включения заднего хода в сборе; 18 -шестерня заднего хода вторичного вала; 19 -двухконусный синхронизатор заднего хода; 20 -уплотняющая крышка; 21 -кольцо синхронизатора 5 передачи; 22 -муфта и ступица синхронизатора 5 передачи и заднего хода; 23 -шестерня 5 передачи вторичного вала; 24 -задний картер коробки передач; 25 -стопорное кольцо заднего подшипника вторичного вала; 26 -регулирующее кольцо крышки подшипника первичного вала; 27 -регулирующее кольцо подшипника промежуточного вала; 28 -передний конический роликовый подшипник промежуточного вала; 29 -шестерня 2 передачи вторичного вала; 30 -трехконусный синхронизатор 1 и 2 передач; 31 -ступица и муфта синхронизатора 1 и 2 передач; 32 -шестерня 1 передачи вторичного вала; 33 -вал промежуточной шестерни заднего хода; 34 -промежуточная шестерня заднего хода; 35 -болт фланцевый крепления оси промежуточной шестерни заднего хода; 36 -промежуточный вал; 37 -задний конический роликовый подшипник промежуточного вала; 38 -сдвоенный радиально-упорный шариковый подшипник вторичного вала; 39 -сальник подшипника; 40 -кольцо защитное; 41 -стопорное полукольцо; 42 -кольцо стопорное; 43 -вторичный вал

1.5 Выбор и обоснование принятого варианта конструкции

Согласно проведенному анализу конструкций коробок передач, а так же по соображениям компоновки выбираем для установки на полноприводный автомобиль трехвальной коробки передач .

Трехвальные коробки передач применяются на таких автомобилях, как BMW, Mercedes, Jeep Cherokee, Jeep Wrangler, Jaguar, Toyota.

Применяемая на автомобиле «Шеви-Нива» коробка передач рассчитана на максимальный крутящий момент двигателя $M_{\max} = 127,5$ Нм. Для использования более тяговитых двигателей, с большим крутящим моментом, необходимо произвести некоторые изменения. Большой крутящий момент в первую очередь увеличит прогиб валов, что повлечет быстрый выход из строя подшипников, а в случае их заклинивания – поломку вала. Во вторых, увеличится нагрузка на зубья шестерен, кроме того, из-за изгиба валов изменится линия зацепления, что также увеличит износ зубьев. Для исключения указанных замечаний необходимо уменьшить длину валов за счет исключения промежуточных подшипников и изменения геометрии шестерни заднего хода, а также увеличение межосевого расстояния до 72 мм, что повысит передаваемый крутящий момент.

2. Защита интеллектуальной собственности

Не предусмотрено

3. Конструкторская часть

3.1 Тягово-динамический расчет автомобиля.

3.1.1 Исходные данные

собственная масса- $M_0=1400$ кг;
ширина – 1770 мм;
высота – 1652 мм;
колёсная формула- 4x4;
количество мест- $n=5$ (чел.);
максимальная скорость- $V_{max}=37,5$ м/сек (135 км/час);
максимальная частота вращения коленчатого вала- $n_{max}=6000$ об/мин;
коэффициент аэродинамического сопротивления- $C_x=0,48$;
кПД трансмиссии- $\eta_{тр}=0,92$;
коэффициент сопротивления качению- $f_0=0,012$;
повышающая передача раздаточной коробки – 1,205;
передаточные числа трансмиссии:
1-я передача - 3,677;
2-я передача - 2,1;
3-я передача- 1,361;
4-я передача - 1 (прямая);
5-я передача- 0,754;
главная передача- 3,9;
шины 205/70R15.

3.1.2 Определение полной массы автомобиля

$$M_a = M_0 + M_q(n) + M_\sigma, \quad (2.1)$$

где M_0 - собственная масса автомобиля

$M_ч$ - масса одного человека (75 кг.)

$M_б$ - вес багажа (50 кг.)

n - количество пассажиров

$$M_a = 1400 + 75 \cdot 5 + 50 = 1825(\text{кг})$$

3.1.3 Определение внешней скоростной характеристики двигателя.

Определяем мощность двигателя, обеспечивающую движение с заданной максимальной скоростью при заданном дорожном сопротивлении.

$$N_{V \max} = \frac{1}{\eta} \left(G_a \cdot \psi \cdot V_{\max} + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\max}^3 \right), \quad (2.2)$$

где G_a - полный вес автомобиля

$$\psi = \psi_0 \cdot \left(1 + \frac{V^2}{2000} \right) = 0.013 \cdot \left(1 + \frac{37.5^2}{2000} \right) = 0.02 - \text{коэффициент сопротивления}$$

качению

η - КПД трансмиссии, для механической трансмиссии принимаем $\eta_{тр} = 0,95$

ρ - плотность воздуха, $\rho = 1,293 \text{ кг/м}^3$

F - площадь миделя, $F \approx 2,44 \text{ м}^2$

$$N_{V \max} = \frac{1}{0.92} \left(17903 \cdot 0.02 \cdot 37.5 + \frac{0.48}{2} \cdot 1.293 \cdot 2.44 \cdot 37.5^3 \right) = 58.3(\text{кВт})$$

3.1.4 Расчет внешней скоростной характеристики

$$N_{\max} = \frac{N_{V \max}}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3}, \quad (2.3)$$

где $a=b=c=1$ - коэффициенты, характеризующие тип двигателя

$N_{V \max}$ - мощность двигателя при максимальной скорости

λ - отношение $n_{V_{max}}/n_N$ равное 1,15

$$N_{max} = \frac{58.3}{1 \cdot 1.15 + 1 \cdot 1.15^2 - 1.15^3} = 61.3(\text{кВт})$$

Внешнюю характеристику двигателя с достаточной для практических расчетов точностью можно определить по формуле Лейдермана:

$$N_e = N_{max} \cdot \left[a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad (2.4)$$

где N_{max} - максимальная мощность двигателя, л.с.

ω_e - число оборотов двигателя, об/мин

ω_N - число оборотов двигателя при максимальной мощности, об/мин

Рассчитываем в зависимости от числа оборотов значения N_e и заносим в табл. 2.1.

Определяем значения крутящего момента по формуле:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \quad (2.5)$$

Рассчитываем в зависимости от числа оборотов значения M_e и заносим в табл.2.1.

По полученным значениям строим график зависимости мощности и момента двигателя от оборотов коленчатого вала.

Таблица 2.1.

n_e , об/мин	ω_e , рад/с	N_e , Вт	M_e , Нм
800	83,73	10616,17	126,79
1600	167,47	22788,36	136,08
2400	251,20	35191,09	140,09
3200	334,93	46498,82	138,83
4000	418,67	55386,07	132,29
4800	502,40	60527,31	120,48
5217	546,09	61280,33	112,22
5600	586,13	60597,05	103,38

6000	628,00	58315,89	92,86
------	--------	----------	-------

3.1.5 Подбор шин.

Обозначение 205/70R15, где

H – ширина профиля шины, $H = 205$ мм.

S – высота профиля шины, $S = 205 \cdot 0.70 = 144$ мм.

d – посадочный диаметр, $d = 15$ дюймы

$$r_{\text{коч}} = 0.9 \cdot (0.5 \cdot d + S) \cdot 10^{-3} \quad (2.6)$$

$$r_{\text{коч}} = 0.9(0.5 \cdot 15 \cdot 25.4 + 144) \cdot 10^{-3} = 0.309(\text{м})$$

3.1.6 Определение передаточных чисел коробки передач

Передаточное число главной передачи определяется исходя из максимальной скорости автомобиля:

$$u_0 \geq \frac{\omega_{e \max} \cdot r_{\kappa}}{V_{\max} \cdot u_4 \cdot u_{P.K.}} = \frac{628 \cdot 0.309}{37.5 \cdot 1 \cdot 1.205} = 4.3 \quad (2.7)$$

Для дальнейших расчетов принимаем действующее передаточное отношение главной пары $u_0=3,9$.

Передаточное число первой передачи определяется по заданному максимальному дорожному сопротивлению ψ_{\max} .

Для обеспечения возможности движения автомобиля в этих условиях тяговая сила на ведущих колёсах P_T должна быть больше силы сопротивления дороги P_f , т.е.

$$\frac{M_{\max} \cdot \eta_{TP} \cdot u_0 \cdot u_1}{r_{\kappa}} \geq G_a \cdot \psi_{\max}, \text{ или } u_1 \geq \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_{\kappa}}{M_{\max} \cdot \eta_{TP} \cdot u_0} \quad (2.8)$$

$$\psi_{\max} = f_0 + I$$

$$I = 0.28$$

$$\psi_{\max} = 0.012 + 0.28 = 0.292$$

$$M_{\max} = 140 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$u_1 \geq \frac{17903 \cdot 0.292 \cdot 0.309}{140 \cdot 0.92 \cdot 3.9 \cdot 1.205} = 2,78$$

Во избежание буксования ведущих колёс тяговая сила на первой передаче должна быть меньше силы сцепления колёс с дорогой:

$$\frac{M_{\max} \cdot \eta_{TP} \cdot u_0 \cdot u_1}{r_k} \leq G_{сц} \cdot \varphi, \text{ или } u_1 \leq \frac{G_{сц} \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{\max} \cdot \eta_{TP} \cdot u_0} \quad (2.9)$$

$\varphi=0,8$ – коэффициент сцепления ведущих колёс с дорогой,

$G_{сц}=m_l G_l$ – сцепной вес автомобиля,

m_l – коэффициент перераспределения нагрузки, $m_l=1$, т.к. автомобиль полноприводный.

$$G_{сц}=17903 \text{ (H)},$$

$$u_1 \leq \frac{17903 \cdot 0.8 \cdot 0.309}{140 \cdot 0.92 \cdot 3.9 \cdot 1.205} \leq 7.12$$

$$2,78 \leq u_1 \leq 7.12$$

Действующее передаточное отношение первой передачи $u_1=3,677$ удовлетворяет требованиям по расчету.

Остальные передаточные отношения находим по геометрическому закону

$$u_2 = \sqrt[3]{u_1^2} = \sqrt[3]{3.677^2} = 2.38 \quad u_3 = \sqrt[3]{u_1} = \sqrt[3]{3.677} = 1.54$$

Т.к. коробка передач трехвальная, то передаточное отношение четвертой передачи $u_4=1$. Передаточное отношение повышающей передачи выбирается по критериям топливной экономичности.

$$u_5 = 0.8 \cdot u_4 = 0.8 \cdot 1 = 0.8$$

Передаточные числа коробки передач для дальнейших расчетов принимаем действующие на автомобиле Шеви-Нива: 1-я передача- 3.677; 2-я передача - 2.1; 3-я передача- 1.361; 4-я передача - 1 (прямая); 5-я передача- 0.754.

3.1.7 Тяговый баланс автомобиля

Определение динамической характеристики автомобиля.

Уравнение тягового баланса имеет вид:

$$P_T = P_f + P_w \quad (2.10)$$

Составляющие уравнения определяются по следующим формулам:

Тяговая сила на ведущих колесах автомобиля

$$P_T = \frac{M_e \cdot i_k \cdot i_0 \cdot \eta}{r_k} \quad (2.11)$$

Сила сопротивления качению

$$P_f = G_a \cdot \psi \quad (2.12)$$

Сила сопротивления воздуха

$$P_w = \frac{C_x \cdot F \cdot \rho \cdot (V_{\max})^2}{2} \quad (2.13)$$

Обозначение в формулах:

i_k - передаточное число к-ой передачи

i_0 - передаточное число главной передачи

Остальные обозначения известны из ранее приведенных формул.

По полученным значениям сил сопротивления и тяговой силы для каждой передачи, занесенным в табл. 2.2 и 2.3, строим график тягового баланса.

Таблица 2.2

V_a , м/с	P_f , Н	P_w , Н	$P_f + P_w$, Н
2	215,27	3,03	218,30
4	216,56	12,11	228,67
8	221,71	48,46	270,17
10	225,58	75,72	301,30
15	239,01	170,37	409,37
20	257,81	302,87	560,68
30	311,52	681,46	992,98
40	386,71	1211,49	1598,20
50	483,39	1892,95	2376,34

Таблица 2.3

P_{r1} , Н	P_{r2} , Н	P_{r3} , Н	P_{r4} , Н	P_{r5} , Н
6505,58	3715,45	2407,97	1769,26	1436,64
6982,35	3987,74	2584,44	1898,92	1541,93
7188,36	4105,40	2660,69	1954,95	1587,42
7123,61	4068,42	2636,72	1937,34	1573,12
6788,11	3876,81	2512,54	1846,10	1499,03
6181,85	3530,56	2288,14	1681,22	1365,15
5758,06	3288,53	2131,28	1565,97	1271,56
5304,83	3029,68	1963,52	1442,71	1171,48
4764,79	2721,26	1763,63	1295,84	1052,22

Динамическая характеристика, показывающая зависимость динамического фактора от скорости автомобиля на всех передачах в коробке передач.

$$D = \frac{P_r - P_w}{G_a} \quad (2.14)$$

Используя результаты предыдущих вычислений вычисляем динамический фактор табл. 2.4, и по полученным данным строим график динамической характеристики автомобиля.

Таблица 2.4

D1	D2	D3	D4	D5
0,363	0,207	0,133	0,097	0,077
0,389	0,221	0,140	0,099	0,075
0,400	0,225	0,140	0,092	0,063
0,396	0,220	0,131	0,078	0,042
0,376	0,206	0,115	0,056	0,013
0,340	0,182	0,091	0,027	-0,026
0,316	0,166	0,076	0,008	-0,050
0,290	0,148	0,060	-0,011	-0,074
0,258	0,128	0,042	-0,033	-0,101

Чтобы учесть влияние буксования ведущих колёс, определяют динамический фактор по сцеплению: $D_{cy} \approx \frac{G_{cy} \cdot \varphi}{G_a} = \frac{17903 \cdot 0.8}{17903} = 0.8$

3.1.8 Мощностной баланс автомобиля

Мощностной баланс автомобиля определяется выражением:

$$N_{кол} = N_e \cdot \eta = N_{fn} + N_w, \quad (2.15)$$

где $N_f = P_f \cdot V$ - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению;

$N_w = P_w \cdot V$ - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха.

Уравнение мощностного баланса показывает распределение мощности на ведущих колесах автомобиля, по различным сопротивлениям движению.

Значения мощностей, вычисленных по формулам приведенным выше формулам, занесены в табл. 2.5, и построен график мощностного баланса для автомобиля, движущегося на прямой передаче по горизонтальной дороге ($\alpha=0$).

Точка пересечения кривой мощности $N_{кол}$, развиваемой на ведущих колесах автомобиля, с кривой мощности $N_f + N_w$, затрачиваемой на преодоление сопротивлений качению и воздуха, определяет скорость V_{max} .

Таблица 2.5

N_T , Вт	N_f , Вт	N_w , Вт	$N_f + N_w$, Вт
11769,08	430,54	6,06	436,59
25263,18	866,23	48,46	914,69
39012,84	1773,71	387,68	2161,39
51548,59	2255,81	757,18	3012,99
61400,99	3585,13	2555,49	6140,61
67100,58	5156,14	6057,45	11213,58
67935,37	9345,50	20443,88	29789,38
67177,89	15468,41	48459,57	63927,98
64649,00	24169,39	94647,60	118816,99

3.1.9 Разгон автомобиля. Ускорение при разгоне

Ускорения автомобиля вычисляют по формуле:

$$j_k = \frac{(D_k - \psi) \cdot g}{\delta_k}, \quad (2.16)$$

где j_k - ускорение на k -ой передаче коробки передач

D_k - динамический фактор для каждой передачи

δ_k - коэффициент учета вращающихся масс автомобиля зависящий от моментов инерции этих масс и передаточных чисел трансмиссии:

$$\delta_k = 1.03 + 0.04 \cdot i_k^2$$

Определяем δ для каждой передачи:

$$\delta_1 = 1.03 + 0.04 \cdot i_1^2 = 1.03 + 0.04 \cdot 3.677 = 1.57 - \text{ для первой передачи}$$

$$\delta_2 = 1.03 + 0.04 \cdot i_2^2 = 1.03 + 0.04 \cdot 2.1 = 1.206 - \text{ для второй передачи}$$

$$\delta_3 = 1.03 + 0.07 \cdot i_3^2 = 1.03 + 0.04 \cdot 1.36 = 1.1 - \text{ для третьей передачи}$$

$$\delta_4 = 1.03 + 0.04 \cdot i_4^2 = 1.03 + 0.04 \cdot 1 = 1.07 - \text{ для четвертой передачи}$$

$$\delta_5 = 1.03 + 0.04 \cdot i_5^2 = 1.03 + 0.04 \cdot 0.812 = 1.056 - \text{ для пятой передачи}$$

Результаты вычислений заносим в табл. 2.6.

Таблица 2.6

$J_1, \text{ м/с}^2$	$J_2, \text{ м/с}^2$	$J_3, \text{ м/с}^2$	$J_4, \text{ м/с}^2$	$J_5, \text{ м/с}^2$
2,19	1,59	1,08	0,78	0,60
2,36	1,70	1,13	0,78	0,57
2,42	1,73	1,12	0,71	0,44
2,39	1,69	1,04	0,57	0,22
2,27	1,56	0,88	0,35	-
2,05	1,36	0,66	0,05	-
1,89	1,23	0,52	-	-
1,73	1,09	0,37	-	-
1,53	0,92	0,19	-	-

По результатам расчетов строим график ускорений.

3.1.10 Время и путь разгона

Ускорение автомобиля, полностью характеризует способность автомобиля к быстрому разгону, но не дает достаточного представления о динамичности, для чего определяются путь и время разгона. Время разгона вычисляется графическим интегрированием по графику величин, обратных ускорениям.

Для построения зависимости времени разгона от скорости вся площадь под кривой $1/j=f(V_{max})$ разбивается вертикальными линиями на участки с интервалом скоростей 10км/ч, для упрощения площадь под кривой заменяется

площадью прямоугольника с высотой $\frac{1}{j_{cp}} = \frac{\frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2}}{2}$, где $1/j_1$ и $1/j_2$ обратные ускорения в начале и конце участка. Время разгона определяется суммированием элементарных площадок:

$$\Delta t = \frac{1}{j_{cp}} \cdot dV ; \quad (2.17)$$

$$t = \frac{\sum \Delta t \cdot ab}{3.6} , \quad (2.18)$$

где a, b - масштабы соответственно скорости и обратных ускорений.

Результаты вычислений заносим в табл. 2.7.

Таблица 2.7

$V_a, \text{ м/с}$	$t, \text{ с}$
0	0
6,01	1,91
10,51	4,04
15,77	7,39
20,28	11,25
24,34	15,97
26,45	18,96
30,42	26,98
36,00	53,34

По полученным данным строим график зависимости времени разгона от скорости.

Путь разгона вычисляется графическим интегрированием по графику времени разгона (аналогично времени разгона). Результаты вычислений заносим в табл. 2.8.

Таблица 2.8

$V_a, \text{ м/с}$	$S, \text{ м}$
0	0
6,01	5,74
10,51	19,13
15,77	49,21
20,28	91,21
24,34	146,41
26,45	183,36
30,42	274,50
36,00	498,66

По полученным данным строим график зависимости пути разгона от скорости.

По результатам расчета строится график интенсивности разгона или график зависимости времени t от пути S разгона автомобиля.

3.1.11 Расчет топливно-экономической характеристики автомобиля

Топливо - экономическая характеристика автомобиля представляет собой зависимость расхода топлива в л/100 км (кг/100 км) от скорости автомобиля при различных дорожных сопротивлениях.

Расход топлива на 100 км пути.

1. Задаемся несколькими значениями скорости от V_{min} до V_{max} и для каждой из них находим значение N_f и N_w .
2. Для каждого значения частоты вращения коленчатого вала определяем степень использования мощности двигателя:

$$I = \frac{N_{\Sigma}}{N_m} = \frac{N_f + N_w}{N_m} \quad (2.19)$$

3. Коэффициент приспособляемости двигателя по оборотам:

$$E = \frac{\omega_e}{\omega_{eN}} \quad (2.20)$$

4. Коэффициенты K_H и K_E :

$$\begin{aligned} K_H &= 1.152 \cdot H^2 - 1.728 \cdot H + 1.523 \\ K_E &= 0.53 \cdot E^2 - 0.753 \cdot E + 1.227 \end{aligned} \quad (2.21)$$

5. Определяем эффективный расход топлива: $g_{эф} = 1.1 \cdot g_{e \min}$,
(2.22)

где $g_{e \min} = 290$ - минимальный расход топлива, гр./кВт ч

6. Определяем удельный расход топлива: $g_e = g_{эф} \cdot K_H \cdot K_E$ (2.23)

7. Расход топлива в л/100 км: $Q_s = \frac{g_e \cdot (N_f + N_w)}{3.6 \cdot V_{\max} \cdot \gamma_T \cdot \eta}$,
(2.24)

где $\gamma_T = 0.87$ г/см³ - плотность бензина.

Все вычисленные значения занесены в табл. 2.9. По полученным данным строим график топливной характеристики автомобиля Шеви-Нива.

Таблица 2.9

V_a, м/с	q_n, л/100км
5,52	3,93
11,04	4,69
16,56	5,89
22,08	7,34
27,60	8,95
33,12	11,13
36,00	13,17
38,64	16,72
41,40	24,65

Все графики изображены в приложениях и графической части бакалаврской работы.

Расчет кинематики шестерен заднего хода.

Целью данного курсового проекта является разработка для автомобиля «Шеви-нива» коробки передач для двигателя с крутящим моментом до 160 Нм. Действующая коробка передач применяется под крутящий момент 127,5 Нм. Для этого увеличиваем межосевое расстояние с 68 мм до 72мм. Еще одним направлением модернизации коробки передач является применение синхронизированной передачи заднего хода, при этом на промежуточном валу зубчатый венец шестерни 1-й передачи и заднего хода должен быть выполнен единым. В таком исполнении происходит выигрыш в линейном направлении редукторной части (данная компоновка получается короче), при механической обработке исключается операция обработки шестерни заднего хода промежуточного вала, а следовательно дополнительный инструмент и обрабатывающий станок.

Сложность при проектировании данной конструкции заключается в том, что при заданном межосевом расстоянии и количестве зубьев шестерни 1-й передачи промежуточного вала необходимо установить дополнительную ось заднего хода (для смены направления движения), сохранить зазор между шестерней заднего хода вторичного вала и зубчатым венцом 1-й передачи промежуточного вала.

Данный расчет выполняем сначала графически. Для этого рассчитывается зацепление 1-й передачи (расчет далее п.2.3) и прорисовываем делительный диаметр зубчатого венца 1-й передачи промежуточного вала рис. 2.1. Межосевое расстояние между первичным и промежуточным валами известно и равно $a_w = 72$ мм. С учетом заданного передаточного отношения задней передачи рассчитываем (предварительно) параметры шестерни заднего хода вторичного вала и шестерни заднего хода промежуточной. Выбираем их параметры так, чтобы обеспечивался зазор Δ

между шестерней заднего хода вторичного вала и зубчатым венцом 1-й передачи промежуточного вала. Далее графически определяем межосевое расстояние между шестерней заднего хода промежуточной и зубчатым венцом 1-й передачи промежуточного вала, после чего проводим проверочным расчет их основных параметров. Особенность заключается в том, что межосевое расстояние между осью шестерни заднего хода промежуточной и обоих валов получается не целое. В связи с тем, что время работы задней передачи значительно меньше, чем шестерней переднего хода, то межосевые расстояния принимаем с точностью до 2-го знака после запятой.

3.2 Расчет зубчатой передачи

Исходные данные:

Крутящий момент двигателя : $M_{кр}=180$ Нм.

Передаточное число шестерен

постоянного зацепления : $i_0=1,56$

Межосевое расстояние : $a_w=72$ мм.

Ширина венца ведущей шестерни: $b_1=18,6$ мм

Ширина венца ведомого колеса : $b_2=16,6$ мм

Рабочая ширина венца (перекрытие венцов шестерен
в зацеплении) : $b_w=16,6$ мм

Материал шестерен – сталь 20ХГН,

термообработка – натроцементация, закалка и низкий отпуск

Твердость поверхности $\geq 58\text{HRC}$

2.2.1. Определение суммарного числа зубьев в передаче.

$$z_s=2 \cdot a_w \cdot \cos b / m_n , \quad (2.25)$$

где m_n – нормальный модуль. Из условия применения инструмента, обеспечивающего профиль наименьшей шумности, принимаем:

$$m_n=2,5$$

b – угол наклона линии зуба. Для обеспечения прочности зуба, плавности работы передачи и минимального шума в зацеплении и для сохранения действующего зуборезного инструмента, что снижает затраты на изготовление, принимаем: $b=30^\circ$

тогда $z_s=2 \cdot 72 \cdot \cos(30^\circ)/2=49,88$

Предварительно принимаем $z_s=50$

2.2.2. Определение передаточного числа.

Для обеспечения передаточного числа передачи постоянного зацепления определяем числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = z_s / (i_0 + 1) \quad (2.26)$$

$$z_1 = 50 / (1,56 + 1) = 19,52$$

принимаем $z_1=22$

$$z_2 = z_s - z_1 \quad (2.27)$$

$$z_2 = 50 - 19 = 31$$

Окончательное передаточное число передачи постоянного зацепления:

$$i_0 = z_2 / z_1 = 31 / 19 = 1,632$$

2.2.3. Определение делительного межосевого расстояния.

$$a = 0,5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot m_n / \cos b \quad (2.28)$$

$$a = 0,5 \cdot (19 + 31) \cdot 2 / \cos(30^\circ) = 72,169 \text{ мм}$$

Так как делительное межосевое расстояние не совпадает с конструктивным, то расхождение устраняем коррекцией зацепления. Дальнейший расчет геометрии зацепления проводим по ГОСТ 16532-70.

2.2.4. Определение торцевого угла профиля.

$$\text{tga}_t = \text{tga} / \cos b, \quad (2.29)$$

где a - угол профиля инструмента. Из условия сохранения действующего инструмента, обеспечивающего профиль наименьшей шумности,

принимаем: $a=20^\circ$

$$a_t = \arctg(\operatorname{tg}(20^\circ)/\cos(30^\circ)) = 22,79587726^\circ$$

2.2.5. Определение торцового угла зацепления.

$$\cos a_{tw} = a \cdot \cos a_t / a_w \quad , \quad (2.30)$$

где a_{tw} - угол зацепления

$$a_{tw} = \arccos(72,169 \cdot \cos(22,79587726^\circ)/72) = 0,392^\circ$$

2.2.6. Определение делительных диаметров шестерни и колеса.

$$d = z \cdot m / \cos b \quad (2.31)$$

$$d_1 = 19 \cdot 2,5 / \cos(30^\circ) = 54,848 \text{ мм}$$

$$d_2 = 31 \cdot 2,5 / \cos(30^\circ) = 89,489 \text{ мм}$$

2.2.7. Коэффициент суммы смещений.

$$x_s = (z_1 + z_2) \cdot (\operatorname{inv} a_{tw} - \operatorname{inv} a) / (2 \cdot \operatorname{tg} a) \quad , \quad (2.32)$$

где $\operatorname{inv} a_i$ –инволюта угла профиля

$$\operatorname{inv} a_i = \operatorname{tg} a_i - a_i \text{ (радианы)}$$

(2.33)

$$\operatorname{inv} a_{tw} = \operatorname{tg} a_{tw} - a_{tw} = \operatorname{tg}(22,79587726^\circ) - 0,392^\circ = 0,0214$$

$$\operatorname{inv} a = \operatorname{tg} a - a = \operatorname{tg}(20^\circ) - 0,34906585 = 0,014904384$$

$$x_s = (19 + 31) \cdot (0,0214 - 0,0149) / (2 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)) = -0,067$$

Учитывая, что в зацеплении большое положительное смещение, а число зубьев на шестерне значительно меньше, чем на колесе, то разбивку суммарного смещения производим таким образом, чтобы большая величина смещения приходилась на шестерню. Это позволит выровнять нагруженность зубьев обоих колес.

2.2.8. Коэффициенты смещений на шестерне и колесе.

Исходя из суммарного коэффициента смещения, учитывая соотношение чисел зубьев шестерни и колеса и для обеспечения отсутствия заострения зубьев шестерни, принимаем:

$$x_1=0,5$$

x_2 – определяется из минимального окружного зазора в зацеплении.

Первоначально определяем теоретический коэффициент смещения на колесе, исходя из беззазорного зацепления:

$$x_2^T = x_S - x_1 \quad (2.34)$$

$$x_2^T = -0,067 - 0,5 = -0,567$$

Для расчета принимаем:

$$x_2^T = -0,567$$

2.2.9. Длина общей нормали для колеса.

$$W = m_n \cdot \cos \alpha \cdot (p \cdot (z_n - 0,5) + 2 \cdot x^T \cdot \operatorname{tg} \alpha + z \cdot \operatorname{inv} \alpha_t) \quad , \quad (2.35)$$

где z_n - число зубьев, по которым производится замер длины общей нормали.

Принимаем $z_n = 3$

$\operatorname{inv} \alpha_t$ –инволюта торцового угла профиля

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_t - \alpha_t = \operatorname{tg}(22,79587726^\circ) - 0,398 = 0,0224$$

$$W_T = 2,5 \cdot \cos(20^\circ) \cdot (p \cdot (3 - 0,5) - 2 \cdot 0,567 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) + 31 \cdot 0,0224)$$

$$W_T = 19,113 \text{ мм}$$

2.2.10. Минимальный окружной зазор в зацеплении.

Для обеспечения минимального уровня шума в зацеплении принимаем:

$$j_{\min} = 0,07 \text{ мм}$$

2.2.11. Коэффициент смещения на колесе.

Так как длины общей нормали замеряется по нормали к эвольвенте зуба, то длина общей нормали колеса с учетом бокового зазора составит:

$$W = W_T - j_{\min} = 19,113 - 0,07 = 19,043 \text{ мм}$$

Из формулы (2.35) получаем:

$$x_2 = (W / (m_n \cdot \cos \alpha) - p \cdot (z_n - 0,5) - z \cdot \operatorname{inv} \alpha_t) / (2 \cdot \operatorname{tg} \alpha)$$

$$x_2 = (19,043 / (2,5 \cdot \cos(20^\circ)) - (p \cdot (3 - 0,5) - 31 \cdot 0,0224) / (2 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ))) = -0,608$$

2.2.12. Определение диаметров впадин зубьев шестерни и колеса.

$$d_f = d - 2 \cdot m \cdot (h_f^* + x), \quad (2.36)$$

где h_f^* - коэффициент ножки зуба. Из условия сохранения действующего инструмента, обеспечивающего профиль наименьшей шумности, принимаем:

Для обеспечения большой величины коэффициента перекрытия зубьев, определяющей плавность работы зубчатой передачи и, как следствие, минимальной шумности, на ОАО «АВТОВАЗ» применяется специальный зуборезный инструмент, обеспечивающий высокие ножку и головку зуба. На ОАО «АВТОВАЗ» для скоростных передач используется зуборезный инструмент с коэффициентом высоты ножки зуба $h_f^* = 1,5 \dots 1,65$. Более высокая ножка применяется для шестерни с меньшим числом зубьев. Учитывая разность в количестве зубьев на шестерне и колесе, принимаем:

$h_{f1}^* = 1,65$ – обеспечивается инструментом

$h_{f2}^* = 1,45$ – обеспечивается инструментом

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_n \cdot (h_{a1}^* - x_1)$$

$$d_{f1} = 54,848 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1,65 - 0,5) = 49,098 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{f1} = 49,10 \text{ мм}$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_n \cdot (h_{a2}^* - x_2)$$

$$d_{f2} = 89,849 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1,45 + 0,5516) = 79,481 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{f2} = 79,48 \text{ мм}$

2.2.13. Определение диаметров вершин зубьев шестерни и колеса.

$$d_a = d + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x) \quad (2.37)$$

где h_a^* - коэффициент головки зуба. Из условия сохранения действующего инструмента, обеспечивающего профиль наименьшей шумности, принимаем:

$h_{a1}^*=1,25$ – обеспечивается действующим инструментом без заострения зубьев

$h_{a2}^*=1,45$ – обеспечивается действующим инструментом без заострения зубьев

$$d_{a1}=d_1+2 \cdot m_n \cdot (h_{a1}^*+x_1)$$

$$d_{a1}= 54,848+2 \cdot 2,5 \cdot (1,25+0,5) = 63,598 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{a1}=63,6$ мм

$$d_{a2}=d_2+2 \cdot m_n \cdot (h_{a2}^*+x_2)$$

$$d_{a2}= 89,849+2 \cdot 2,5 \cdot (1,45-0,608)= 93,699 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{a2}=93,7$ мм

2.2.14. Определение радиального зазора в зацеплении.

$$c_1^*=(a_w- (d_{a1}+d_{f2})/2)/m_n \quad (2.38)$$

$$c_1^*=(72-(63,6+49,8)/2)/2,5=0,24$$

$c_1^*>0,23$ – условие необходимого зазора выполнено

$$c_2^*=(a_w- (d_{a2}+d_{f1})/2)/m_n \quad (2.39)$$

$$c_2^*=(72-(93,7+79,48)/2)/2,5=0,24$$

$c_2^*>0,23$ – условие необходимого зазора выполнено

2.2.15. Определение коэффициента торцового перекрытия.

$$e_a=(z_1 \cdot \operatorname{tg} a_{a1}+z_2 \cdot \operatorname{tg} a_{a2}-(z_1+z_2) \cdot \operatorname{tg} a_{tw})/(2 \cdot p) \geq [e_a] \quad , \quad (2.40)$$

где $[e_a]$ – допустимый коэффициент перекрытия. Для косозубой передачи:

$$[e_a]=1,0$$

a_a – угол профиля на вершине зуба

$$a_a=\arccos(d_b/d_a), \quad (2.41)$$

$$\text{где } d_b=d \cdot \cos a \quad (2.42)$$

$$d_b=d \cdot \cos a_t$$

$$d_{b1}=d_1 \cdot \cos a_t=54,848 \cdot \cos(22,79587726^\circ)= 50,564 \text{ мм}$$

$$d_{b2}=d_2 \cdot \cos a_t=89,489 \cdot \cos(22,79587726^\circ)= 82,499 \text{ мм}$$

$$a_{a1}=\arccos(d_{b1}/d_{a1})=\arccos(50,564/63,6)=37,34^\circ$$

$$a_{a2} = \arccos(d_{b2}/d_{a2}) = \arccos(82,499/93,7) = 28,3^\circ$$

$$e_a = (19 \cdot \operatorname{tg}(37,34^\circ) + 31 \cdot \operatorname{tg}(28,3^\circ) - (19+31) \cdot \operatorname{tg}(22,474^\circ)) / (2 \cdot p)$$

$$e_a = 1,672 > [e_a] \text{ – условие выполнено}$$

2.2.16. Определение коэффициента осевого перекрытия.

$$e_b = b_w / p_x, \quad (2.43)$$

где p_x – осевой шаг

$$p_x = p \cdot m / \sin b \quad (2.44)$$

$$p_x = p \cdot 2,5 / \sin(30^\circ) = 15,708 \text{ мм}$$

$$e_b = 16,6 / 15,708 = 1,057$$

2.2.17. Определение суммарного коэффициента перекрытия.

$$e_g = e_a + e_b \geq [e_g], \quad (2.45)$$

где $[e_g]$ – допустимый коэффициент перекрытия.

Для обеспечения плавности работы на высоконагруженной среднескоростной передаче

$$[e_g] = 2,5$$

$$e_g = e_a + e_b = 1,672 + 1,057 = 2,73 > [e_g] \text{ – условие выполнено}$$

Таким образом, спроектированная передача имеет хорошие показатели по плавности работы, определяющей малошумность зубчатой передачи.

2.2.18. Расчет зубьев на изгиб.

Формула проверочного расчета зубьев на изгиб для косозубой передачи:

$$s_F = F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_b \cdot K_{Fa} / (b \cdot m_n) \leq [s_F], \quad (2.46)$$

где s_F – напряжения изгиба в зубе

$[s_F]$ – допускаемые напряжения

$$[s_F] = s_{Flimb}^0 / ([s_F] \cdot K_M), \quad (2.47)$$

где s_{Flimb}^0 – предел выносливости при базовом числе циклов

$\sigma_{\text{Flimb}}^0 = 1450 \text{ МПа}$ - для стали 20ХГН со стабильной полосой прокаливания

$[S_F]$ – коэффициент безопасности

$$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$$

где $[S_F]'$ – коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала

$[S_F]' = 1,22$ – для стали 20ХГНМ со стабильной полосой прокаливания

$[S_F]''$ – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки

$[S_F]'' = 1,0$ – для поковок

$$[S_F] = 1,22 \cdot 1,0 = 1,22$$

K_M – коэффициент реализации крутящего момента на передаче.

Для шестерен постоянного зацепления:

$$K_M = 1,0$$

$$[S_F] = 1450 / (1,22 \cdot 1,0) = 1189 \text{ МПа}$$

F_t – окружная сила в зацеплении

$$F_t = 2 \cdot M_{\text{кр}} \cdot i_1 / d_{w1}, \quad (2.49)$$

где d_{w1} – диаметр начальной окружности ведущей шестерни

$$d_{w1} = 2 \cdot a_w / (i + 1) \quad (2.50)$$

$$d_{w1} = 2 \cdot 72 / (1,632 + 1) = 54,72 \text{ мм}$$

$$F_t = 2 \cdot 160 \cdot 1,632 / 54,72 \cdot 1000 = 5848 \text{ Н}$$

K_F – коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{Fb} \cdot K_{Fv} \quad ,$$

(2.51)

где K_{Fb} – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба

$K_{Fb} = 1,07$ – для твердости поверхности зубьев $> 350 \text{ НВ}$

K_{Fv} – коэффициент динамичности

$K_{Fv} = 1$ – для косозубой передачи 7-й степени точности,

с окружной скоростью 3...8 м/с, из закаленной стали 20ХГНМ

$$K_F = 1 \cdot 1,07 = 1,07$$

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба (из ГОСТ 21354-75),
выбирается по эквивалентному числу зубьев

$$z_v = z / \cos^3 b \quad (2.52)$$

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 b = 19 / \cos^3(30^\circ) = 29$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 b = 31 / \cos^3(30^\circ) = 48$$

$$Y_{F1} = 4,28$$

$$Y_{F2} = 3,61$$

Y_b - коэффициент, учитывающий наклон зуба

$$Y_b = 1 - b^\circ / 140 \quad (2.53)$$

$$Y_b = 1 - 31 / 140 = 0,804$$

K_{Fa} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения
нагрузки между зубьями

$$K_{Fa} = (4 + (e_a - 1) \cdot (n - 5)) / (4 \cdot e_a),$$

где n – степень точности зубчатых колес

$$n = 7$$

$$K_{Fa} = (4 + (1,672 - 1) \cdot (7 - 5)) / (4 \cdot 1,672) = 0,799$$

$$S_{F1} = F_{t1} \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_b \cdot K_{Fa} / (b \cdot m_n)$$

$$S_{F1} = 5848 \cdot 1,07 \cdot 4,28 \cdot 0,804 \cdot 0,799 / (18,6 \cdot 2,5) = 369,8 \text{ Н/мм}^2 \leq [S_F]$$

$$S_{F2} = 5848 \cdot 1,07 \cdot 3,61 \cdot 0,804 \cdot 0,799 / (16,6 \cdot 2,5) = 349,5 \text{ Н/мм}^2 \leq [S_F]$$

Условие прочности на изгиб выполнено.

2.2.19. Расчет зубьев на контактную выносливость.

Формула проверочного расчета зубьев на контактную выносливость для
косозубой передачи:

$$s_H = 270 / a_w \cdot \sqrt{M_{кр} \cdot K_H \cdot (i+1)^3 / (b \cdot i^2)} \leq [s_H], \quad (2.54)$$

где s_H – контактные напряжения на поверхности зуба

$[s_H]$ – допускаемые контактные напряжения

$$[s_H] = s_{Hlimb}^0 \cdot K_{HL} / ([S_H] \cdot K_M), \quad (2.55)$$

где s_{Hlimb}^0 – предел контактной выносливости при базовом числе циклов

$$s_{Hlimb}^0 = 23 \cdot HRC = 23 \cdot 58 = 1334 \text{ МПа} \quad (2.56)$$

K_{HL} – коэффициент долговечности

$$K_{HL} = 1$$

$[S_H]$ – коэффициент безопасности

$$[S_H] = 1,1$$

$$[s_H] = 1334 \cdot 1 / (1,1 \cdot 1) = 1212,7 \text{ Н/мм}^2$$

$M_{кр}$ – крутящий момент в зацеплении шестерен

K_H – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба

$$K_H = K_{Ha} \cdot K_{Hb} \cdot K_{Hv} \quad , \quad (2.57)$$

где K_{Ha} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для 7-й степени точности:

$$K_{Ha} = 1,0$$

K_{Hb} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба.

Для несимметричного расположения зубчатых колес относительно опор и твердости поверхности зуба $>350\text{HB}$:

$$K_{Hb} = 1,15$$

K_{Hv} – динамический коэффициент

$$K_{Hv} = 1,05$$

$$K_H = 1 \cdot 1,15 \cdot 1,05 = 1,208$$

$$s_H = 270/72 \cdot \sqrt{160 \cdot 1,208 \cdot (1,632+1)^3 / (16,6 \cdot 1,632^2)} = 1058,5 \text{ Н/мм}^2 \leq [s_H]$$

Условие долговечности передачи по контактной нагрузке выполнено с запасом.

Для остальных передач расчет ведется аналогично.

Для остальных передач расчет ведется аналогично. Рассчитанные данные основных параметров сводим в таблицу 2.10.

Таблица 2.10.

Вычисляемая величина	Передача						
	п/з	1	2	3	5	Задний ход	
						1701082	1701140
Модуль	2,5	2,5	2,5	2,5	2	2,5	2,5
Диаметр вершин (шестерня)	63,60	54,48	70,00	86,69	103,99	54,48	58,06
Диаметр вершин (колесо)	93,70	102,88	87,27	70,53	50,65	58,85	92,44
Диаметр впадин (шестерня)	49,10	39,98	55,50	72,19	92,39	39,98	43,56
Диаметр впадин (колесо)	79,20	88,38	72,77	56,03	39,05	44,35	77,94
Делительный диаметр (шестерня)	54,85	45,73	61,25	77,94	96,99	45,73	54,31
Делительный диаметр (колесо)	89,49	100,04	81,66	66,40	48,50	54,31	82,89
напряжения изгиба в зубе (шестерня)	369,82	764,35	373,53	288,66	287,39	772,92	636,82
напряжения изгиба в зубе (колесо)	349,51	287,50	325,36	224,96	108,10	567,64	681,75
контактные напряжения на поверхности зуба	1058,52	1305,77	1126,46	1226,74	1490,94	1884,61	1561,36

Выводы: В конструкторской части бакалаврской работе произведен тяговый расчет автомобиля Шеви-Нива, разработана конструкция коробки передач с межосевым расстоянием 72мм, что на 4 мм больше действующего, рассчитанную для передачи крутящего момента 160Нм. Рассчитаны основные параметры шестерен постоянного зацепления (как наиболее нагруженное зацепление) и расчет зубьев на изгиб и на контактную выносливость. Произведен расчет кинематики синхронизированных шестерен заднего хода, просчитаны основные параметры синхронизированной задней передачи.

4. Технологический процесс сборки коробки передач

4.1 Анализ изменений конструкции, приводящих к изменению технологии сборки

Разработана конструкция трехвальной коробки передач для установки на автомобиль «Шеви-Нива», рассчитанная для установки на силовой агрегат с крутящим моментом до $M_e = 160$ Нм. От действующей коробки, данная коробка отличается следующим:

увеличенным межосевым расстоянием;

отсутствием промежуточных подшипников и, соответственно, более коротким вторичным валом;

синхронизированной передачей заднего хода;

Технологический процесс сборки предлагаемой коробки аналогичен действующему технологическому процессу сборки коробки передач автомобиля «Шеви-Нива», однако в связи с примененными изменениями необходима корректировка технологического процесса сборки вторичного вала. Детали в разработке новых технологических процессов не нуждаются, поскольку являются модернизацией уже выпускаемых единиц и для их производства требуется лишь перенастройка обрабатывающего оборудования.

4.2 Разработка техпроцесса сборки вторичного вала коробки передач

4.2.1 Выбор и обоснование техпроцесса сборки вторичного вала коробки передач

При проектировании технологических процессов сборки исходными данными служат сборочные чертежи изделия, спецификации входящих в узлы деталей, технические требования приемки изделия и узлов, размер производственного здания и срок выполнения, условия выполнения сборочных

работ. В результате изучения сборочных и рабочих чертежей, служебного назначения изделия, размерного анализа сборочных чертежей намечают с учетом программы выпуска изделия основные этапы проектирования сборочного процесса.

Выбор организационной формы сборки определяется заданной программой выпуска изделий. В случае массового и серийного производства ведомого диска сцепления применяют поточную сборку. Выбираем подвижную поточную сборку путем последовательной передачи собираемых объектов по операциям с помощью механических устройств.

При поточной сборке в результате дифференциации процесса достигается лучшая специализация рабочих, повышается производительность труда вследствие механизации сборочных операций, сокращается длительность процесса, снижается себестоимость сборочных работ. Основные факторы, характеризующие поточную сборку:

закрепление за каждым рабочим местом определенной сборочной операции;

передача собираемого объекта для выполнения следующей операции немедленно после окончания предыдущей;

ритмичная синхронная работа на всех собираемых объектах сборочной линии;

слаженная и четкая работа всех смежных участков и обслуживающих поток участников производства;

возможность широкого внедрения средств механизации.

При организации поточной подвижной сборки требуется четкая и слаженная работа всех смежных и обслуживающих поточную линию участков (снабжение заготовками, инструментом, техническое обслуживание оборудования и т.д.)

Характеристика организационной формы сборки:

1. Годовой фонд рабочего времени:

$$\Phi = D_p \cdot c \cdot T_{см} \cdot \eta_p ;$$

где D_p – число рабочих дней в году;

c – число рабочих смен за день;

$T_{см}$ – длительность рабочей смены;

η_p – коэффициент, учитывающий потери времени на ремонт

оборудования ($\eta_p=0,98$ – при односменной работе и $\eta_p=0,97$ при двухсменной работе).

$$\Phi = 289 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 0,97 = 4485,28 \text{ ч.}$$

2. Такт линии:

$$r = \Phi \cdot 60 / N_{год} ,$$

где $N_{год}$ – годовая программа выпуска ($N_{год} = 100000$ шт.).

$$r = 4485,28 \cdot 60 / 100000 = 2,69 \text{ мин/шт.}$$

Так как принята поточная форма сборки, то необходимо штучное время, на операции технологического процесса сборки вторичного вала коробки передач, синхронизировать с тактом выпуска см. табл. 3.2.

3. Ритм линии:

$$R = r / 60 ,$$

$$R = 2,69 / 60 = 0,045 \text{ шт./сек}$$

4. Темп линии:

$$T_n = 60 / r$$

$$T_n = 60 / 2,69 = 22,3 \text{ шт./ч.}$$

3.2.2 Технология сборки вторичного вала коробки передач автомобиля
«Шеви-Нива».

Сборка вторичного вала коробки передач осуществляется в две операции, данные, по нормированию всех видов работ, сведены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1.

№ п.п.	Содержание основных и вспомогательных переходов	Время, мин
Сборка переднего конца вторичного вала		
1	Установить в оправку за длинную часть вал вторичный 16.РБ.01.025-1701105	0,09
2	Достать из контейнера шестерню третьей передачи 16.РБ.01.025-1701114	0,05
3	Установить шестерню третьей передачи 16.РБ.01.025-1701114	0,06
4	Достать из контейнера ступицу синхронизатора 16.РБ.01.025-1701119	0,05
5	Выставить в пазы на валу 16.РБ.01.025-1701105 ступицу синхронизатора 16.РБ.01.025-1701119	0,05
6	Установить ступицу синхронизатора 16.РБ.01.025-1701119 с помощью оправки и молотка	0,12
7	Достать из контейнера муфту скользящую синхронизатора 16.РБ.01.025-1701116	0,05
8	Установить муфту скользящую синхронизатора 16.РБ.01.025-1701116	0,09
9	Достать из контейнера шайбу пружинную ступицы синхронизатора 16.РБ.01.025-1701115	0,05
10	Установить шайбу пружинную ступицы синхронизатора 16.РБ.01.025-1701115	0,05
11	Установить кольцо стопорное 16.РБ.01.025-1701117 с помощью оправки и молотка	0,15
	$t_{\text{опер}}$	0,81
Сборка выходного конца вторичного вала		
1	Вынуть вал вторичный из оправки и установить обратной стороной	0,08
2	Достать из контейнера шестерню второй передачи в сборе 16.РБ.01.025-1701125	0,05
3	Установить шестерню второй передачи в сборе 16.РБ.01.025-1701125	0,06
4	Достать из контейнера ступицу синхронизатора 16.РБ.01.025-1701119	0,05
5	Выставить в пазы на валу 16.РБ.01.025-1701105 ступицу синхронизатора 16.РБ.01.025-1701119	0,06
6	Установить ступицу синхронизатора 16.РБ.01.025-1701119 с помощью оправки и молотка	0,1
7	Достать из контейнера муфту скользящую синхронизатора 16.РБ.01.025-1701116	0,05
8	Установить муфту скользящую синхронизатора 16.РБ.01.025-1701116	0,1
9	Достать из контейнера шестерню первой передачи в сборе 16.РБ.01.025-1701110	0,05
10	Установить шестерню 1-й передачи на вторичный вал	0,06
11	Достать из контейнера шестерню заднего хода вторичного вала в сборе 16.РБ.01.025-1701138	0,05
12	Установить шестерню заднего хода вторичного вала в сборе 16.РБ.01.025-1701138 на вторичный вал	0,05
13	Достать из контейнера ступицу синхронизатора 5-й передачи 16.РБ.01.025-1701174	0,05
14	Установить ступицу синхронизатора 16.РБ.01.025-1701174 на шлицы	0,1
15	Достать из контейнера муфту скользящую синхронизатора 16.РБ.01.025-1701116	0,05
16	Установить муфту скользящую синхронизатора 16.РБ.01.025-1701116	0,1
17	Достать из контейнера шестерню пятой передачи в сборе 16.РБ.01.025-1701154	0,04
18	Установить шестерню пятой передачи в сборе 16.РБ.01.025-1701154	0,08
19	Установить предварительно внутреннее кольцо подшипника 16.РБ.01.025-1701073 на вторичный вал	0,08
20	Установить внутреннее кольцо 16.РБ.01.025-1701073 с помощью оправки и молотка	0,12
21	Проверить легкость вращения шестерен на валу	0,15
22	Положить готовый узел на стеллаж	0,05

	$t_{\text{опер}}$	1,58
	Всего $\Sigma t_{\text{опер}}$	2,39

$$t_{\text{шт}} = t_{\text{он}} + t_{\text{он}} \cdot \frac{(\alpha + \beta)}{100} = 2,39 + 2,39 \cdot \frac{3+5}{100} \approx 2,58 \text{ мин}$$

Штучное время на операции $\Sigma t_{\text{шт.}} = 2,58$ мин, такт линии $r = 2,69$ мин/шт, выдерживается, все две операции могут выполняться одним слесарем МСР.

Технологический процесс сборки в виде сборочной карты представлен в таблице 3.2.

Таблица 3.2.

№ операции	Содержание операции	Приспособление, оборудование, инструмент	Время, Тшт, мин
010	Сборка переднего конца вторичного вала	оправка технологическая пуансон для д. 16.РБ.01.025-1701117 молоток бронзовый пуансон для д. 16.РБ.01.025-1701119	2,69
	1 Установить в оправку за длинную часть вал вторичный 16.РБ.01.025-1701105		
	2 Достать из контейнера шестерню третьей передачи 16.РБ.01.025-1701114		
	3 Установить шестерню третьей передачи 16.РБ.01.025-1701114		
	4 Достать из контейнера ступицу синхронизатора 16.РБ.01.025-1701119		
	5 Выставить в пазы на валу 16.РБ.01.025-1701105 ступицу синхронизатора 16.РБ.01.025-1701119		
	6 Установить ступицу синхронизатора 16.РБ.01.025-1701119 с помощью оправки и молотка		
	7 Достать из контейнера муфту скользящую синхронизатора 16.РБ.01.025-1701116		
	8 Установить муфту скользящую синхронизатора 16.РБ.01.025-1701116		
	9 Достать из контейнера шайбу пружинную ступицы синхронизатора 16.РБ.01.025-1701115		
	10 Установить шайбу пружинную ступицы синхронизатора 16.РБ.01.025-1701115 11 Установить кольцо стопорное 16.РБ.01.025-1701117 с помощью оправки и молотка		
020	Сборка выходного конца вторичного вала	молоток бронзовый пуансон для д. 16.РБ.01.025-1701119	2,69
	1 Вынуть вал вторичный из оправки и установить обратной стороной 2 Достать из контейнера шестерню второй передачи в сборе 16.РБ.01.025-1701125		

3	Установить шестерню второй передачи в сборе 16.РБ.01.025-1701125		
4	Достать из контейнера ступицу синхронизатора 16.РБ.01.025-1701119		
5	Выставить в пазы на валу 16.РБ.01.025-1701105 ступицу синхронизатора 16.РБ.01.025-1701119		
6	Установить ступицу синхронизатора 16.РБ.01.025-1701119 с помощью оправки и молотка		
7	Достать из контейнера муфту скользящую синхронизатора 16.РБ.01.025-1701116		
8	Установить муфту скользящую синхронизатора 16.РБ.01.025-1701116		
9	Достать из контейнера шестерню первой передачи в сборе 16.РБ.01.025-1701110		
10	Установить шестерню 1-й передачи на вторичный вал		
11	Достать из контейнера шестерню заднего хода вторичного вала в сборе 16.РБ.01.025-1701138		
12	Установить шестерню заднего хода вторичного вала в сборе 16.РБ.01.025-1701138 на вторичный вал		
13	Достать из контейнера ступицу синхронизатора 5-й передачи 16.РБ.01.025-1701174		
14	Установить ступицу синхронизатора 16.РБ.01.025-1701174 на шлицы		
15	Достать из контейнера муфту скользящую синхронизатора 16.РБ.01.025-1701116		
16	Установить муфту скользящую синхронизатора 16.РБ.01.025-1701116		
17	Достать из контейнера шестерню пятой передачи в сборе 16.РБ.01.025-1701154		
18	Установить шестерню пятой передачи в сборе 16.РБ.01.025-1701154		
19	Установить предварительно внутреннее кольцо подшипника 16.РБ.01.025-1701073 на вторичный вал		
20	Установить внутреннее кольцо 16.РБ.01.025-1701073 с помощью оправки и молотка		

	21	Проверить легкость вращения шестерен на валу		
	22	Положить готовый узел на стеллаж		

Выводы: расписано содержание и последовательность операций по сборке вторичного вала коробки передач автомобиля «Шеви-Нива». На основании полученных данных разработана технологическая карта сборки вторичного вала коробки передач.

5. Технико-экономическая оценка разработанной коробки передач Введение

Для автомобиля «Шеви-Нива» разработана коробка передач, рассчитанная под крутящий момент до $M_e = 150$ Нм, что позволит применять ее для двигателей объемом $V=1,8...2,0$ литра).

Исходные данные, полученные в коммерческой дирекции ОАО «АВТОВАЗ» за 2016 год, для расчета проектируемой коробки передач, сведены в таблицу.

№ п/п		Обоз- начение	Ед. изм.	Значение
А	1	2	3	4
1	Годовая программа выпуска изделия	Vгод.	шт.	100000
2	Страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС	Ес.в.	%	30
3	Коэффициент общезаводских расходов.	Еобзав.	%	215
4	Коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов.	Еком.	%	5
5	Коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования.	Еобор.	%	194
6	Коэффициенты транспортно – заготовительных расходов.	Ктзр.	%	1,45
7	Коэффициент цеховых расходов.	Ецех	%	183
8	Коэффициент расходов на инструмент и оснастку	Еинс.	%	3
9	Коэффициент рентабельности и плановых накоплений.	Крент.	%	30
10	Коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве	Квып.	%	12
11	Коэффициент премий и доплат за работу на производстве	Кпрем.	%	23
12	Коэффициент возвратных отходов.	Квот	%	1
13	Коэффициент дисконтирования	Е	%	10
14	Часовая тарифная ставка слесаря 3–го разряда	Срi	руб	60.51
	Часовая тарифная ставка слесаря 4–го разряда			62.04
	Часовая тарифная ставка слесаря 5–го разряда			68,86

5.1 Расчет себестоимости проектируемого узла

1. Расчет статьи затрат “Сырье и материалы”

Расчетная формула:

$$M = C_m \cdot Q_m (1 + K_{тзр}/100 - K_{вот}/100),$$

Где C_m - оптовая цена материала i -го вида, руб.,

Q_m – норма расхода материала i -го вида, кг, м.

$K_{тзр}$ – коэффициент транспортно-заготовительных расходов, %

$K_{вот}$ – коэффициент возвратных отходов, %.

Расчет сводим в таблицу.

№ п/п	Наименование материалов	Норма расхода	Средняя цена за ед. изм., руб.	Сумма, руб.	Норма расхода	Средняя цена за ед. изм., руб.	Сумма, руб.
1.	Ковка черного металла (сталь 20 ХГНМ), кг	12.25	121.12	1,483.72	13.45	121.12	1,629.06
2.	Горячекатаный прокат, кг	2.7	132.77	358.48	2.8	132.77	371.76
3.	Листовой прокат, кг	0.1	130.57	13.06	0.2	130.57	26.11
4.	Литье цветного металла (сплав алюминиевый АК 12М2), кг	9.8	243.34	2,384.73	9.88	243.34	2,404.20
5.	Прокат цветного металла (труба), кг	0.35	263.81	92.33	0.3	263.81	79.14
6.	Литье пластмассы, кг	0.3	60.16	18.05	0.3	60.16	18.05
7.	Лесоматериалы, м3	0	0	0.00	0	0.00	0.00
8.	СОЖ, л	50	3.93	196.50	50	3.93	196.50
9.	Лакокрасочные материалы, л	0.2	57.96	11.59	0.2	57.96	11.59
10.	Текстильные материалы, м	0	56.7	0.00	0	56.70	0.00
11.	Прочие материалы, руб.	15	22.05	330.75	15	22.05	330.75
ИТОГО:				4,889.21р.			5,067.17р.
Транспортно-заготовительные расходы $K_{тер}$, %		1.45%		70.89р.			73.47р.
Возвратные отходы $K_{вот}$, %		1%		48.89р.			50.67р.
ВСЕГО:				4,911.21р.			5,089.97р.

2. Расчет статьи затрат “Покупные изделия и полуфабрикаты”

Используемая формула:

$$Pi = Ci \cdot ni (1 + Kmzp/100),$$

Где - Ci – оптовая цена покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, руб.

ni – количество покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, шт.

Расчет сводим в таблицу.

Для базового узла

№ п/п	Наименование полуфабрикатов	Количество	Средняя цена за 1 шт, руб.	Сумма, руб.
1.	Подшипники, шт.	6	117.00	702.00
2.	Сальники, шт	2	100.05	200.10
3.	Прокладки, шт.	6	23.25	139.50
4.	Масло трансмиссионное, л.	1.6	54.00	86.40
5.	Болтокрепеж, нормали, шт	84	3.15	264.60
6.	Детали привода управления	8	85.50	684.00
7.	Прочие готовые изделия, руб.	5	37.50	187.50
ИТОГО:				2264.10
Транспортно-заготовительные расходы Ктер, %			1.45%	32.83
ВСЕГО:				2296.93

Для проектируемого узла

№ п/п	Наименование полуфабрикатов	Количество	Средняя цена за 1 шт, руб.	Сумма, руб.
1.	Подшипники, шт.	4	117.00	468.00
2.	Сальники, шт	2	100.05	200.10
3.	Прокладки, шт.	5	23.25	116.25
4.	Масло трансмиссионное, л.	1.5	54.00	81.00
5.	Болтокрепеж, нормали, шт	76	3.15	239.40
6.	Детали привода управления	8	85.50	684.00
7.	Прочие готовые изделия, руб.	5	37.50	187.50
ИТОГО:				1976.25
Транспортно-заготовительные расходы Ктер, %			1.45%	28.66
ВСЕГО:				2004.91

Расчет статьи затрат “Основная заработная плата производственных рабочих”

$$Zo = Zm(1 + Kпрем/100), \text{ руб.} \quad (5.1.)$$

Где – Z_t – тарифная заработная плата, руб., которая рассчитывается по формуле:

$$Z_t = C_p \cdot i \cdot T_i, \text{руб.} \quad (5.2)$$

где - $C_p \cdot i$ – часовая тарифная ставка, руб.,

T_i – трудоемкость выполнения операции, час.

$K_{\text{прем.}}$ – коэффициент премий и доплат, связанных с работой на производстве, %.

Расчет выполняем дифференцированно по видам работ в табличной форме.

Для базового узла

№ п/п	Виды операций	Разряд работы	Трудоемкость, час	Часовая тарифная ставка, руб.	Тарифная зарплата, руб.
1.	Литейные	5	1.3	68.86р.	89.51р.
2.	Обрабатывающие	5	2.7	68.86р.	185.91р.
3.	Штамповочные	5	0.7	68.86р.	48.20р.
4.	Сварочные	4	0.15	62.04р.	9.31р.
5.	Сборочные	3	0.62	60.51р.	37.52р.
ИТОГО:					370.45р.
Премияльные доплаты		23%			85.20р.
Основная з/п					455.65р.

Для проектируемого узла

№ п/п	Виды операций	Разряд работы	Трудоемкость, час	Часовая тарифная ставка, руб.	Тарифная зарплата, руб.
1.	Литейные	5	1.3	68.86р.	89.51р.
2.	Обрабатывающие	5	2.65	68.86р.	182.47р.
3.	Штамповочные	5	0.7	68.86р.	48.20р.
4.	Сварочные	4	0.15	62.04р.	9.31р.
5.	Сборочные	3	0.6	60.51р.	36.31р.
ИТОГО:					365.79р.
Премияльные доплаты		23%			84.13р.
Основная з/п					449.92р.

3. Расчет статьи затрат «Дополнительная заработная плата производственных рабочих»

(5.3)

$$З_{ДОП.} = З_О \cdot K_{ВЫП} \quad (3.2.5.)$$

где $K_{ВЫП}$ – коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве, %.

$$З_{ДОП.} = 455.65 \times 0,12 = 54.68 \text{ руб.}$$

4. Расчет статьи затрат «Страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС»

$$C_{с.в.} = (З_О + З_{ДОП.}) \cdot E_{с.в.} / 100, \quad (5.4)$$

где $E_{с.в.}$ – коэффициент отчислений в страховые взносы

$$C_{с.в.} = (455.65 + 54.68) \times 0,30 = 153.10 \text{ руб.}$$

5. Расчет статьи затрат «Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования»

$$C_{СОД.ОБОР} = З_О \cdot E_{ОБОР} / 100 \quad (5.5)$$

где $E_{ОБОР}$ – коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования, %.

$$C_{СОД.ОБОР.} = 455.65 \times 1,94 = 883.86 \text{ руб.}$$

6. Расчет статьи затрат «Цеховые расходы»

$$C_{ЦЕХ} = З_О \cdot E_{ЦЕХ} / 100 \quad (5.6)$$

где $E_{ЦЕХ}$ – коэффициент цеховых расходов, %;

$$C_{ЦЕХ} = 455.65 \times 1,83 = 833.84 \text{ руб.}$$

7. Расчет статьи затрат «Расходы на инструмент и оснастку»

$$C_{ИНСТР} = З_О \cdot E_{ИНСТР} / 100 \quad (5.7)$$

где $E_{ИНСТР}$ – коэффициент расходов на инструмент и оснастку, %;

$$C_{ИНСТР} = 455.65 \times 0,03 = 13.67 \text{ руб.}$$

8. Расчет цеховой себестоимости

$$C_{ЦЕХ С/С.} = М + ПИ + З_О + З_{ДОП.} + C_{с.в.} + C_{СОД.ОБОР} + C_{ЦЕХ} + C_{ИНСТР} \quad (5.8)$$

$$C_{ЦЕХ С/С.} = 5,089.97 + 2,296.93 + 455.65 + 54.68 + 153.10 + 883.96 + 833.84 + 13.67 = 9781.80 \text{ руб.}$$

9. Расчет статьи затрат «Общезаводские расходы»

$$C_{ОБ. ЗАВОД} = З_О \cdot E_{ОБ. ЗАВОД} / 100 \quad (5.9)$$

где $E_{ОБ. ЗАВОД}$ – коэффициент общезаводских расходов, %;

$$\text{Соб.завод} = 455.65 \times 2,15 = 979.65 \text{ руб.}$$

10. Расчет общезаводской себестоимости

$$C_{\text{ОБ.ЗАВОД С/С}} = C_{\text{ОБ.ЗАВОД}} + C_{\text{ЦЕХ С/С}} \quad (5.10)$$

$$\text{Соб.завод.с/с} = 9781.80 + 979.65 = 10761.45 \text{ руб.}$$

11. Расчет статьи «Коммерческие расходы»

$$C_{\text{ком.}} = \text{Соб.завод с/с} \cdot E_{\text{ком}} / 100$$

Где $E_{\text{ком}}$ – коэффициент коммерческих расходов, %

$$C_{\text{ком}} = 10761.45 \times 0,05 = 538.07 \text{ руб.}$$

12. Расчет полной себестоимости

$$C_{\text{пол}} = \text{Соб.завод с/с} + C_{\text{ком}}$$

$$C_{\text{пол}} = 10761.45 + 538.07 = 11299.52 \text{ руб.}$$

13. Расчет отпускной цены для базового и проектируемого изделия

$$C_{\text{отп.б.}} = C_{\text{пол.б.}} \cdot (1 + K_{\text{рент}} / 100) \quad (5.11)$$

где $K_{\text{рент}}$ – коэффициент рентабельности и плановых накоплений, %;

$$C_{\text{отп.п.}} = C_{\text{отп.б.}} \quad (5.12)$$

$$C_{\text{отп.б.}} = 11299.52 \times (1 + 0,30) = 14\,689.38 \text{ руб.} = C_{\text{отп.п.}}$$

Затраты на производство базового и проектируемого изделия сведены в таблицу.

**Сравнительная
калькуляция себестоимости базового и проектируемого изделия**

№ п/п	Наименование показателей	Обозначение	Затрат на единицу изделия (база)	Затрат на единицу изделия (проект)
А	1	2	3	4
1	Стоимость основных материалов	М	5,089.97р.	4,911.21р.
2	Стоимость комплектующих изделий	Пи	2,296.93р.	2,004.91р.
3	Основная заработная плата производственных рабочих	Зо	455.65р.	449.92р.
4	Дополнительная заработная плата производственных рабочих	Здоп.	54.68р.	53.99р.
5	Страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС	С с.в.	153.10р.	131.02р.
6	Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	Ссод.обор.	883.96р.	872.84р.
7	Цеховые расходы	Сцех.	833.84р.	823.35р.
8	Расходы на инструмент и оснастку	Синстр.	13.67р.	13.50р.
9	Цеховая себестоимость	Сцех.с/с	9,781.80р.	9,260.74р.
10	Общезаводские расходы	Соб.завод.	979.65р.	967.33р.
11	Общезаводская себестоимость	Соб.завод.с/с	10,761.45р.	10,228.07р.
12	Коммерческие расходы	Ском.	538.07р.	511.40р.
13	Полная себестоимость	Спол.	11,299.52р.	10,739.47р.
14	Отпускная цена	Цотп.	14,689.38р.	14,689.38р.

5.2 Расчет точки безубыточности проекта

В качестве исходных данных для определения порога прибыли (точка безубыточности) используем таблицу со сравнительной калькуляцией.

Для расчета безубыточного объема продаж необходимо вычислить следующие показатели:

14. Переменные затраты

– на единицу изделия (для базы и для проекта)

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.УД.б.н.}} = M + \Pi_{\text{и}} + Z_{\text{О}} + Z_{\text{ДОП.}} + C_{\text{с.в.}} \quad (5.13)$$

$$Z_{\text{перем.уд.б}} = 5,089.97 + 2,296.93 + 455.65 + 54.68 + 153.10 = 8,050.33 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{перем.уд.н}} = 4911.21 + 2004.91 + 449.92 + 53.99 + 131.02 = 7,551.05 \text{ руб.}$$

– на годовую программу выпуска изделия

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.н.}} = Z_{\text{ПЕРЕМ.УД}} \cdot V_{\text{ГОД}} \quad (5.14)$$

$$Z_{\text{перем.б}} = 8050.33 \times 100000 = 805033000 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{перем.н}} = 7551.05 \times 100000 = 755105000 \text{ руб.}$$

15. Постоянные затраты

– на единицу изделия (для базы и для проекта)

$$Z_{\text{ПОСТ.УД.б.н.}} = (C_{\text{СОД.ОБОР}} + C_{\text{ИНСТР}}) \cdot (100 - H_A) / 100 + C_{\text{ЦЕХ}} + C_{\text{ОБ.ЗАВОД}} + C_{\text{КОМ}} + A_{\text{М.УД}} \quad (5.15)$$

где $A_{\text{М.УД}}$ – амортизационные отчисления, руб.;

$$A_{\text{М.УД}} = (C_{\text{СОД.ОБОР}} + C_{\text{ИНСТР}}) \cdot H_A / 100$$

здесь H_A – доля амортизационных отчислений, %.

$$H_A = 13\%$$

$$A_{\text{м.уд.б}} = (833.96 + 13.67) \times 0,13 = 116.69 \text{ руб.}$$

$$A_{\text{м.уд.н}} = (872.74 + 13.50) \times 0,13 = 115.22 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{пост.уд.б}} = (833.96 + 13.67) \times (100 - 13) / 100 + 833.96 + 979.65 + 538.07 + 116.69 = 3249.19 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{пост.уд.н}} = (872.74 + 13.50) \times (100 - 13) / 100 + 823.35 + 967.33 + 511.40 + 115.22 = 3188.42 \text{ руб.}$$

– на годовую программу выпуска изделия

$$Z_{\text{ПОСТ.б.н}} = Z_{\text{ПОСТ.уд}} \cdot V_{\text{ГОД}} \quad (5.16)$$

$$Z_{\text{ПОСТ.б}} = 3249.19 \times 100000 = 324919000 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{ПОСТ.н}} = 3581,36 \times 100000 = 318842000 \text{ руб.}$$

16. Расчет полной себестоимости годовой программы выпуска изделия

$$C_{\text{ПОЛ.г.н.}} = C_{\text{ПОЛ.н.}} \cdot V_{\text{ГОД}} \quad (5.17)$$

$$C_{\text{ПОЛ.н}} = 10\,739.47 \times 100000 = 1,073,947,000 \text{ руб.}$$

17. Расчет выручки от реализации изделия

$$\text{Выручка.н.} = C_{\text{ОТП.н.}} \cdot V_{\text{ГОД}} \quad (5.18)$$

$$\text{Выручка.н} = 14689.38 \times 100000 = 1\,468\,938\,000 \text{ руб.}$$

18. Расчет маржинального дохода

$$D_{\text{МАРЖ}} = \text{Выручка} - Z_{\text{ПЕРЕМ.н.}} \quad (5.19)$$

$$D_{\text{марж}} = 1\,468\,938\,000 - 1,073,947,000 = 713,833,000 \text{ руб.}$$

19. Расчет критического объема продаж (рассчитываем только для проекта)

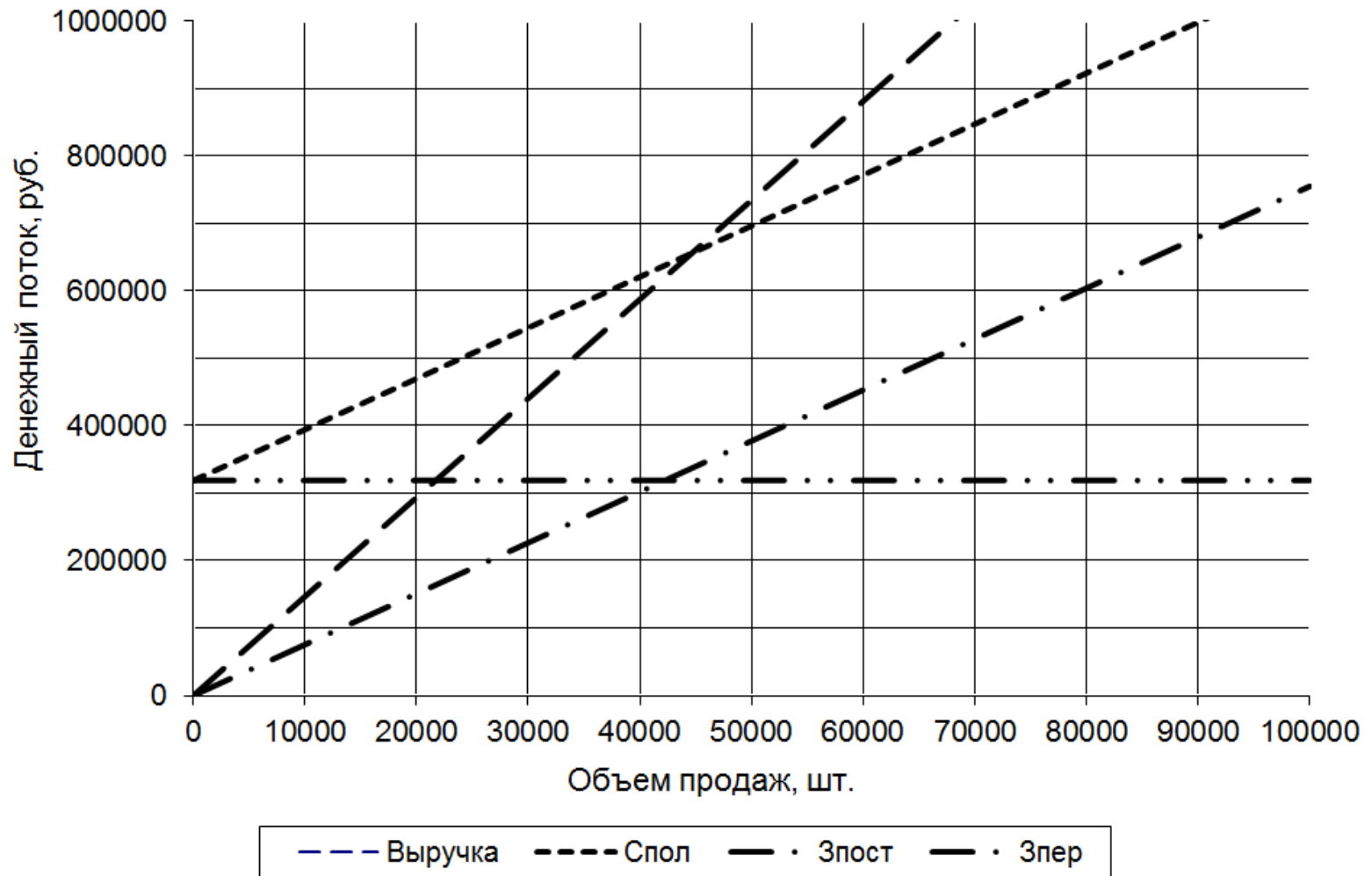
$$A_{\text{КРИТ}} = \frac{Z_{\text{ПОСТ.н.}}}{C_{\text{ОТП.н.}} - Z_{\text{ПЕРЕМ.уд.н.}}} \quad (5.20)$$

$$A_{\text{крит}} = 318842000 / (14689.38 - 7551.05) = 44\,666.19 \text{ шт.}$$

Округляем до 45 000 шт.

По полученным данным строим график безубыточности производства.

Определение точки безубыточности графическим методом



5.3 Расчет коммерческой эффективности проекта

20. Ежегодный объем продаж

Предполагаемый период производства нового изделия *5 лет*. Ежегодное увеличение объема производства:

$$\Delta = \frac{V_{год} - A_{кр}}{n - 1}, \text{ шт.} \quad (5.21)$$

где n – количество лет производства нового изделия с учетом предпроизводственной подготовки, $n = 6 \text{ лет}$.

Тогда:

$$\Delta = (100000 - 45000) / (6 - 1) = 11000$$

Объем продаж изделия в первый год производства составит:

$$V_{прод_1} = A_{кр} + \Delta, \text{ шт.} \quad (5.22)$$

$$V_{прод_1} = 45000 + 11000 = 56000 \text{ шт.}$$

Объем продаж изделия в последующие годы определяется как

$$V_{прод_i} = V_{прод_{i-1}} + \Delta, \text{ шт.} \quad (5.23)$$

Таким образом:

$$V_{прод_2} = 56000 + 11000 = 67000 \text{ шт.}$$

$$V_{прод_3} = 67000 + 11000 = 78000 \text{ шт.}$$

$$V_{прод_4} = 78000 + 11000 = 89000 \text{ шт.}$$

$$V_{прод_5} = 89000 + 11000 = 100000 \text{ шт.}$$

21. Выручка по годам

$$Выручка_i = Ц_{отп} \cdot V_{прод_i}, \text{ руб.} \quad (5.24)$$

$$Выручка_1 = 14689.38 \times 56000 = 822605280 \text{ руб.}$$

$$Выручка_2 = 14689.38 \times 67000 = 984188460 \text{ руб.}$$

$$Выручка_3 = 14689.38 \times 78000 = 1145771640 \text{ руб.}$$

$$Выручка_4 = 14689.38 \times 89000 = 1307354820 \text{ руб.}$$

$$Выручка_5 = 14689.38 \times 100000 = 1468938000 \text{ руб.}$$

22. Переменные затраты по годам

$$Зпер_i = Зпер.уд. \cdot Vпрод_i, \text{ руб.} \quad (5.25)$$

$$Зпер1.б = 8050.33 \times 56000 = 450818480 \text{ руб.}$$

$$Зпер2.б = 8050.33 \times 67000 = 539372110 \text{ руб.}$$

$$Зпер3.б = 8050.33 \times 78000 = 627925740 \text{ руб.}$$

$$Зпер4.б = 8050.33 \times 89000 = 716479370 \text{ руб.}$$

$$Зпер5.б = 8050.33 \times 100000 = 805033000 \text{ руб.}$$

$$Зпер1.н = 7551.05 \times 56000 = 422858800 \text{ руб.}$$

$$Зпер2.н = 7551.05 \times 67000 = 505920350 \text{ руб.}$$

$$Зпер3.н = 7551.05 \times 78000 = 588981900 \text{ руб.}$$

$$Зпер4.н = 7551.05 \times 89000 = 672043450 \text{ руб.}$$

$$Зпер5.н = 7551.05 \times 100000 = 755105000 \text{ руб.}$$

23. Амортизация

Расчетная формула:

$$Ам = Ам.уд \times Vгод$$

$$Ам = 155.22 \times 100000 = 15522000 \text{ руб.}$$

24. Полная себестоимость по годам

$$Сполн_i = Зпер_i + Зпост., \text{ руб.} \quad (5.26)$$

$$Сполн1.б = 450818480 + 324919000 = 775737480 \text{ руб.}$$

$$Сполн2.б = 539372110 + 324919000 = 864291110 \text{ руб.}$$

$$Сполн3.б = 627925740 + 324919000 = 952844740 \text{ руб.}$$

$$Сполн4.б = 716479370 + 324919000 = 1041398370 \text{ руб.}$$

$$Сполн5.б = 805033000 + 324919000 = 1129952000 \text{ руб.}$$

$$Сполн1.н = 422858800 + 318842000 = 741700800 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн2.н} = 505920350 + 318842000 = 824762350 \text{руб.}$$

$$\text{Сполн3.н} = 588981900 + 318842000 = 907823900 \text{руб.}$$

$$\text{Сполн4.н} = 672043450 + 318842000 = 990885450 \text{руб.}$$

$$\text{Сполн5.н} = 755105000 + 318842000 = 1073947000 \text{руб.}$$

25. Суммарная полная себестоимость за период производства

$$\sum \text{Сполн} = \sum_{i=1}^5 \text{Сполн}_i \quad (5.27)$$

$$\begin{aligned} \Sigma \text{Сполн.б} &= 775737480 + 864291110 + 952844740 + 1041398370 + 1129952000 = \\ &= 4764223700 \text{руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma \text{Сполн.н} &= 741700800 + 824762350 + 907823900 + 990885450 + 1073947000 = \\ &= 4539119500 \text{руб.} \end{aligned}$$

Как видим, изготовление модернизированной коробки передач дешевле, чем производство базовой, поэтому ЧД_і находим без учета общественного эффекта.

26. Налогооблагаемая прибыль по годам

$$\text{Пр.обл}_i = \text{Выручка}_i - \text{Сполн}_i, \text{руб.} \quad (5.28)$$

$$\text{Пр.обл.1.б} = 822605280 - 775737480 = 46867800 \text{руб.}$$

$$\text{Пр.обл.2.б} = 984188460 - 864291110 = 119897350 \text{руб.}$$

$$\text{Пр.обл.3.б} = 1145771640 - 952844740 = 192926900 \text{руб.}$$

$$\text{Пр.обл.4.б} = 1307354820 - 1041398370 = 265956450 \text{руб.}$$

$$\text{Пр.обл.5.б} = 1468938000 - 1129952000 = 338986000 \text{руб.}$$

$$\text{Пр.обл.1.н} = 822605280 - 741700800 = 80904480 \text{руб.}$$

$$\text{Пр.обл.2.н} = 984188460 - 824762350 \text{руб} = 159426110 \text{руб.}$$

$$\text{Пр.обл.3.н} = 1145771640 - 907823900 = 237947740 \text{руб.}$$

$$\text{Пр.обл.4.н} = 1307354820 - 990885450 = 316469370 \text{руб.}$$

Пр.обл.5.н = 1468938000 – 1073947000 = 394991000 руб.

27. Налог на прибыль

$$Нпр_i = Пр.обл_i \cdot 0,20, \text{ руб.} \quad (5.29)$$

Нпр1.б = 46867800 × 0,20 = 9373560 руб.

Нпр2.б = 119897350 × 0,20 = 23979470 руб.

Нпр3.б = 192926900 × 0,20 = 38585380 руб.

Нпр4.б = 265956450 × 0,20 = 53191290 руб.

Нпр5.б = 338986000 × 0,20 = 67797200 руб.

Нпр1.н = 80904480 × 0,20 = 16180896 руб.

Нпр2.н = 159426110 × 0,20 = 31885222 руб.

Нпр3.н = 237947740 × 0,20 = 47589548 руб.

Нпр4.н = 316469370 × 0,20 = 63293874 руб.

Нпр5.н = 394991000 × 0,20 = 78998200 руб.

28. Прибыль чистая по годам

$$Пр.ч_i = Пр.обл_i - Нпр_i, \text{ руб.} \quad (5.30)$$

Пр.ч1.б = 46867800 – 9373560 = 37494240 руб.

Пр.ч2.б = 119897350 – 23979470 = 95917880 руб.

Пр.ч3.б = 192926900 – 38585380 = 154341520 руб.

Пр.ч4.б = 265956450 – 53191290 = 212765160 руб.

Пр.ч5.б = 338986000 – 67797200 = 271188800 руб.

Пр.ч1.н = 80904480 – 16180896 = 64723584 руб.

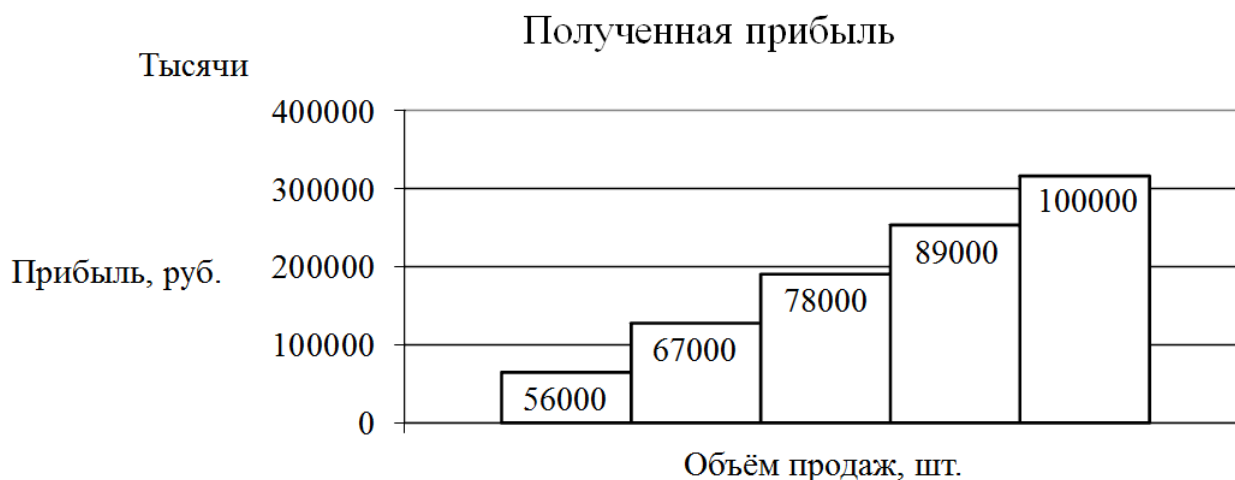
Пр.ч2.н = 159426110 – 31885222 = 127540888 руб.

Пр.ч3.н = 237947740 – 47589548 = 190358192 руб.

Пр.ч4.н = 316469370 – 63293874 = 253175496 руб.

Пр.ч5.н = 394991000 – 78998200 = 315992800 руб.

Диаграмма роста прибыли имеет следующий вид:



29. Текущий чистый доход (накопленное сальдо)

$$ЧД_i = Пр.ч.н. - Пр.ч.б. + A_M \quad (5.31)$$

$$ЧД_1 = 37494240 - 64723584 + 11522000 = 38751344 \text{ руб.}$$

$$ЧД_2 = 95917880 - 127540888 + 11522000 = 43145008 \text{ руб.}$$

$$ЧД_3 = 154341520 - 190358192 + 11522000 = 47538672 \text{ руб.}$$

$$ЧД_4 = 212765160 - 253175496 + 11522000 = 51932336 \text{ руб.}$$

$$ЧД_5 = 271188800 - 315992800 + 11522000 = 56326000 \text{ руб.}$$

30. Текущий чистый поток денег

$$ЧПД_i = ЧД_i \cdot \alpha_i, \text{ руб.}, \quad (5.32)$$

где α_i – коэффициент дисконтирования i -го года выпуска нового изделия.

Норма дисконта: $E = 10 \%$. Соответствующие значения коэффициента дисконтирования таковы:

$$\alpha_1 = 0,909;$$

$$\alpha_2 = 0,826;$$

$$\alpha_3 = 0,751;$$

$$\alpha_4 = 0,683;$$

$$\alpha_5 = 0,621.$$

В результате получаем следующие значения текущего чистого потока денег:

$$\text{ЧПД}_1 = 38751344 \times 0,909 = 35224971.70 \text{ руб.}$$

$$\text{ЧПД}_2 = 43145008 \times 0,826 = 35637776.61 \text{ руб.}$$

$$\text{ЧПД}_3 = 47538672 \times 0,751 = 35701542.67 \text{ руб.}$$

$$\text{ЧПД}_4 = 51932336 \times 0,683 = 35469785.49 \text{ руб.}$$

$$\text{ЧПД}_5 = 56326000 \times 0,621 = 34978446 \text{ руб.}$$

31. Суммарный ЧПД

$$\sum \text{ЧПД} = \sum_{i=1}^5 \text{ЧПД}_i, \text{ руб.} \quad (5.33)$$

$$\begin{aligned} \Sigma \text{ЧПД} &= 35224971.70 + 35637776.61 + 35701542.67 + 35469785.49 + 34978446 = \\ &= 177\,012\,522.46 \text{ руб.} \end{aligned}$$

32. Расчет потребности в капиталобразующих инвестициях

Расчетная формула:

$$J_0 = K_{\text{инв}} \cdot \sum \text{Сполн.}, \text{ руб.}, \quad (5.34)$$

где $K_{\text{инв}}$ – коэффициент капиталобразующих инвестиций. Его величина составляет $K_{\text{инв}} = 1,8\%$.

Тогда:

$$J_0 = 1.8 \times 4539119500 = 81\,704\,151.00 \text{ руб.}$$

Чистый дисконтированный доход

$$\text{ЧДД} = \sum \text{ЧПД} - J_0, \text{ руб.} \quad (5.35)$$

$$\text{ЧДД} = 177\,012\,522.46 - 81\,704\,151.00 = 95\,308\,371.46 \text{ руб.}$$

Индекс доходности

Определяется по формуле:

$$JD = \frac{\text{ЧДД}}{J_0} \quad (5.36)$$

$$JD = 95\,308\,371.46 / 81\,704\,151.00 = 1,17$$

Срок окупаемости проекта

$$T_{\text{окуп.}} = \frac{J_0}{\text{ЧДД}}, \text{ год.} \quad (5.37)$$

$$T_{\text{окуп.}} = 81\,704\,151.00 / 95\,308\,371.46 = 0,86 \text{ года}$$

Все полученные экономические показатели сводим в таблицу.

Показатели экономической эффективности проекта

Наименование показателей	Условное обозначение	Единицы измерения	Г О Д Ы					
			0	1	2	3	4	5
1		2	3	4	5	6	7	8
Объем продаж	Упрод	шт.	0	56000	67000	78000	89000	100000
Отпускная цена за единицу продукции (руб.) Цотп.б	Цотп.	руб.		14689.38				
Выручка от продаж	Выручка	руб.		822605280	984188460	1145771640	1307354820	1468938000
Переменные затраты	Зпер.б	руб.		450818480	539372110	627925740	716479370	805033000
	Зпер.н	руб.		422858800	505920350	588981900	672043450	755105000
Амортизация	Ам.н	руб.		11522000				
Постоянные затраты	Зпост.б	руб.		324919000				
	Зпост.н	руб.		318842000				
Полная себестоимость	Сполн.б	руб.		775737480	864291110	952844740	1041398370	1129952000
	Сполн.н	руб.		741700800	824762350	907823900	990885450	1073947000
Суммарная полная себестоимость за период производства	ΣСполн.н	руб.		4539119500				

Налогооблагаемая прибыль	Пр.обл.б	руб.		46867800	119897350	192926900	265956450	338986000
	Пр.обл.н	руб.		80904480	159426110	237947740	316469370	394991000
Налог на прибыль	Нпр.б	руб.		9373560	23979470	38585380	53191290	67797200
	Нпр.н	руб.		16180896	31885222	47589548	63293874	78998200
Прибыль чистая	Пр.ч.б	руб.		37494240	95917880	154341520	212765160	271188800
	Пр.ч.н	руб.		64723584	127540888	190358192	253175496	315992800
Отчисления на социальные нужды	Ссоц.н.б	руб.		153.1				
	Ссоц.н.н	руб.		131.02				
Текущий чистый доход	ЧДі	руб.		38751344	43145008	47538672	51932336	56326000
Норма дисконта	Е	%		0.1				
Коэффициент дисконтирования	α			0.909	0.826	0.751	0.683	0.621
Текущий чистый дисконтированный доход	ЧДДі	руб.		35224971.7	35637776.61	35701542.67	35469785.49	34978446
Суммарный чистый текущий дисконтированный доход	Σ ЧДД	руб.		177012522.46				
Коэффициент капиталообразующих инвестиций	$K_{инв.}$	1.80%						
Капиталообразующие инвестиции	J_0		81,704,151.00					
Индекс доходности	JD	руб.		1.17				

Срок окупаемости проекта	Токуп	год		0.86
Чистый дисконтированный доход	ЧДД	руб.		95,308,371.46

5.4 Анализ полученных экономических показателей и выводы

Согласно проведенным расчетам общезаводская себестоимость проектируемой коробки передач составляет 10228.07 руб., что дешевле производства базовой коробки передач на 533.38 руб. или приблизительно на 5%. Экономический эффект получен в связи с исключением промежуточных подшипников, применением промежуточного вала в едином исполнении и в итоге сокращением длины коробки передач. Изменение конструкции валов также сказалось на механической обработке и сборке коробки передач в сторону сокращения затрат, что в условиях массового производства имеет большое значение.

Точка безубыточности проекта $T_6 = 44666$ штук, следовательно, для получения желаемой прибыли минимальный объем производства проектируемой коробки передач не должен быть ниже данного количества выпускаемых изделий.

Расчитанное значение индекса доходности составляет $JD = 1,17$, таким образом, на каждый вложенный в производство рубль отдача составит 1,17 рубля, то есть 17 копеек прибыли.

В результате проведенного расчета также получено положительное значение чистого дисконтированного дохода ЧДД, что свидетельствует об эффективности рассматриваемого проекта.

Срок окупаемости проекта составляет $Токуп. = 0,86$ года. Другими словами, все первоначальные вложения в проект покроеются результатами его осуществления в течение этого периода времени.

Из выполненного расчета показателей экономической эффективности и приведенного анализа коэффициентов следует вывод, что предлагаемый инвестиционный проект – коробка передач для автомобиля «Шеви-Нива» с увеличенным межосевым расстоянием и измененной геометрией вторичного и промежуточного валов, синхронизированной передачей заднего хода – целесообразен.

6 Безопасность и экологичность участка сборки вторичного вала.

6.1 Описание рабочего места.

В данной работе рассматривается участок сборки вторичного вала коробки передач автомобиля «Шеви-Нива» .

Сборка вторичного вала коробки передач состоит из двух операций, участок сборки представляет часть цеха по сборке коробки передач. На участке расположены два рабочих места с инструментами и приспособлениями, контейнеры с комплектующими деталями и подвесной конвейер, на подвесах которого доставляются под сборки с других операций и после сборки кладется вторичный вал в сборе.

6.2 Опасные и вредные производственные факторы на рабочем месте.

Опасные и вредные производственные факторы представленные на участке сборки вторичного вала коробки передач автомобиля «Шеви-Нива» сведены в таблицу 6.1.

Таблица 6.1

	Опасные и вредные производственные факторы	Источники ОВПФ
физические	Движущиеся машины и механизмы.	- к данным ОВПФ относятся автопогрузчик, который осуществляет перевозки контейнеров с комплектующими готовой продукцией
	Подвижные части производственного оборудования	- к ним относится подвесной конвейер
	Недостаток естественного света (менее 300лк)	- наблюдается на всем рабочем участке
	Острые кромки, заусенцы, шероховатость	- комплектующие и части рассматриваемого узла, которые как передвигаются по конвейеру, так и находятся в контейнерах

Психофизиологические	а) Перенапряжение анализаторов (зрительных и слуховых)	весь рассматриваемый рабочий участок, является источником данных ОВПФ.
	б) Монотонность труда	Однозначная технология сборки вторичного вала
	в) Статические перегрузки	Длительная работа в положении «стоя»

6.3 Воздействие опасных и вредных производственных факторов на рабочих

Движущиеся машины и механизмы. Автопогрузчики, осуществляющие перевозки контейнеров с комплектующими, готовой продукцией, автомобили, перевозящие СОЖ и другие вещества могут быть причиной ДТП.

Подвижные части производственного оборудования. Одним из главных ОВПФ является подвижные части подвесного конвейера, при невнимательности на который возможно натолкнуться и уронить находящиеся на нем подсобранные узлы, которые в случае падения могут привести к ушибам или переломам.

Недостаток естественного света – данный фактор может являться причиной быстрой усталости рабочего, опасности ошибочных действий и несчастных случаев, проф. заболеваний (близорукость). В соответствии со СНИП 23-05-95 «Естественное и искусственное освещение» данная работа относится к разряду зрительных работ IVa – работа средней точности, установленная наименьшая освещённость должна быть не менее 300лк.

6.4 Мероприятия, направленные на обеспечение безопасности условий труда.

Мероприятия по обеспечению требований по вентиляции

Для обеспечения чистоты воздуха и нормализации параметров микроклимата в производственных помещениях помимо местных отсасывающих устройств, обеспечивающих удаление вредных веществ из рабочей зоны, предусмотрена приточно-вытяжная общеобменная система вентиляции.

Мероприятия по обеспечению требований к освещению

Меры по технике безопасности согласно инструкции по охране труда

Меры по технике безопасности согласно инструкции И 37.101.7005.99 - инструкция по охране труда для слесарей механосборочных работ.

Общие требования безопасности

- 1) Данная инструкция содержит основные требования для слесарей механосборочных работ, работающих на сборке узлов и механизмов.
- 2) Без разрешения мастера запрещается выполнять работу, не входящую в круг обязанностей рабочего.
- 3) При выполнении работ нужно быть внимательным, не отвлекаться посторонними делами и не отвлекать других рабочих.

На территории завода и цеха (во дворе, в здании, на подъездных путях) во избежании травмирования необходимо выполнять следующие правила:

- 1) Не передвигаться бегом. При движении по лестницам вставок, площадкам обслуживания, рампам, переходным мостикам и т.д. держаться за перила, проявлять осторожность и внимательность.
- 2) Не проходить в местах не предназначенных для прохода, не перебегать путь перед движущимся транспортом.
- 3) Курить только в определённых для этого местах.
- 4) Не подходить и не прикасаться к оголённым проводам и токоведущим частям оборудования.
- 5) Строго соблюдать правила пожарной безопасности.

- б) Если с вами произошёл несчастный случай, прекратите работу, обратитесь в медицинский пункт и одновременно сообщите о случившемся мастеру или бригадиру, а при необходимости обращения в медсанчасть получите от них письменное направление.

Требования безопасности перед началом работы

- 1) Привести в порядок рабочую одежду (костюм х/б, халат, и т.д.) Спецодежда должна соответствовать нормам средств индивидуальной защиты (СИЗ)
- 2) При работе с применением СОЖ (масло, эмульсия и т.п.) обувь должна быть закрытой, руки смазаны защитным кремом или пастой.
- 3) Рабочее место необходимо держать в чистоте.
- 4) Детали, поступившие для сборки на данный участок, необходимо держать в предусмотренных технологическим процессом контейнерах, на стеллажах или другой таре.

Требования безопасности во время работы

- 1) Приступая к выполнению подготовительных операций, проверить сборочные установки. Отрегулировать местное освещение станка так, чтобы рабочая зона была достаточно освещена, но свет не слепил глаза.
- 2) Не допускается:
 - 1) допуск посторонних лиц на своё рабочее место;
 - 2) работа при самопроизвольном включении испытательного оборудования;
 - 3) работа при неисправных сигнальных устройствах;
 - 4) выполнение работ, не предусмотренных технологическим процессом.

При переходе через транспортные линии необходимо пользоваться переходными мостиками.

Обязательно выключить электропитание:

- 1) при уходе от рабочего места на короткое время;

- 2) при временном прекращении работы;
- 3) при перерыве в подаче электроэнергии;
- 4) при обнаружении неисправности оборудования;
- 5) при уборке, смазке, чистке рабочего места;

Для удаления заземлённых деталей и узлов необходимо:

- 1) отключить оборудование;
- 2) открыть защитное ограждение;
- 3) освободить деталь крючком или рычагом;
- 4) убрать освободившуюся деталь;
- 5) закрыть защитное ограждение и застопорить его.

Если освободить заземлённую деталь освободить не удалось вызвать на помощь наладчика или бригадира.

Обеспечение пожарной безопасности.

По взрывопожарной и пожарной безопасности сборочному цеху присвоена категория Д - производство, где обрабатываются не горючие вещества в холодном состоянии.

Согласно СНиП 21-01-97 (строительные нормы и правила) для помещений площадью до 200м² необходимо наличие двух огнетушителей объемом 5 литров. При возгорании в таких помещениях для тушения огня предпочтительно использовать пенные, водные или порошковые огнетушители вместимостью 5 л (ОВП-5, ОХП-5, ОВ-5 или ОП-5). Помещение должно быть оборудовано датчиками дыма и повышенной температуры. Степень огнестойкости помещения 120 минут.

Эвакуация должна осуществляться по путям эвакуации через эвакуационные выходы. Пути показаны на планах эвакуации, размещенных на стенах помещения. Число эвакуационных выходов из зданий, с каждого этажа не менее двух.

6.5 Экологические показатели коробки передач

Рассмотрим конструкцию коробки передач как агрегата автомобиля формирующего его показатели токсичности, внешнего и внутреннего шума.

В настоящее время к автомобилю в РФ применяются требования ГОСТ Р 41.51 «Внешний шум автотранспортных средств. Методы измерения и допустимые уровни», ГОСТ Р 51616 «Внутренний шум автотранспортных средств. Методы измерения и допустимые уровни», ГОСТ Р 52231-2004 «Внешний шум автомобилей в эксплуатации. Допустимые уровни и методы измерения» и ГОСТ 17.2.2.03-87 «Нормы и методы измерения уровня окиси углерода и углеводорода в отработавших газах автомобилей с бензиновыми и дизельными двигателями».

Ограничения по токсичности отработавших газов оговорены международными нормами - Правила ЕЭК ООН R 83-05, R 15-04, R 103, R101.

Международные нормы по уровню внешнего и внутреннего шума оговорены в директиве 96/20 ЕЭС, «Правиле 51-01» ЕЭК ООН «Внешний шум автотранспортных средств. Методы измерения, предельно допустимые уровни», «Правиле 51-02» ЕЭК ООН об ограничении по шумности автомобиля с предельно допустимым значением ≤ 74 дБА для легковых автомобилей категорий М, N.

Так как базовый автомобиль «Шеви-Нива» удовлетворяет всем действующим национальным и международным нормам, регламентирующих уровни внешнего и внутреннего шума и токсичности, следовательно автомобиль «Шеви-Нива» с разработанной коробкой передач, также будет удовлетворять поставленным требованиям.

Вывод: в результате проведённых мною исследований были выявлены опасные и вредные производственные факторы на участке сборки вторичного вала коробки передач для автомобиля «Шеви-Нива». На основе чего проведен ряд мероприятий для их устранения и обеспечения безопасных условий труда

слесарей механосборочных работ, а так же соответствия помещения для сборки всем санитарным нормам.

Заключение

В результате работы над проектом можно сделать следующие выводы:

1. Проведен обзор мировых тенденций развития, конструктивных направлений и требований, предъявляемых к приводам управления механических коробок передач легковых автомобилей.
2. Произведен тягово – динамический расчет автомобиля Шеви-Нива.
3. Разработана новая конструкция коробки передач для автомобиля Шеви-Нива, Для увеличения передаваемого момента со 127Нм до 160Нм изменено межосевое расстояние с 68мм до 72 мм, исключены промежуточные подшипники и шестерня привода спидометра, в связи с чем откорректирована геометрия вторичного и промежуточного валов, длина разработанной коробки сокращена приблизительно на 50 мм. Рассчитаны основные параметры шестерен постоянного зацепления (как наиболее нагруженное зацепление) и расчет зубьев на изгиб и на контактную выносливость. Произведен расчет кинематики синхронизированных шестерен заднего хода, просчитаны основные параметры синхронизированной задней передачи.
4. Разработана технология сборки вторичного вала коробки передач автомобиля Шеви-Нива в массовом производстве.
5. Выявлены опасные и вредные производственные факторы на участке сборки вторичного вала коробки передач автомобиля Шеви-Нива. На основе чего проведен ряд мероприятий для их устранения. Рассмотрена конструкция коробки передач как агрегата автомобиля формирующего его показатели токсичности и внешнего шума.
6. Просчитана себестоимость новой коробки передач автомобиля Шеви-Нива по статьям затрат и удельный вес каждой статьи, получен положительный экономический эффект.

Список используемой литературы:

1. Вахламов, В. К. Автомобили : конструкция и эксплуатационные свойства : учеб. пособие для вузов [Текст] / В. К. Вахламов. - М. : Академия, 2009. - 480 с. : ил. - (Высш. проф. образование. Транспорт). - Библиогр.: с. 475. - ISBN 978-5-7695-4202-2:
2. Иванов, А.М. Основы конструкции современного автомобиля. -М: ООО «Изд. «За рулем» [Текст], 2012.-336с. ISBN 878-5-903813-06-03.
3. Вахламов, В. К. Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства автомобилей : учеб. пособие для вузов[Текст] / В. К. Вахламов. - Гриф УМО. - Москва: Академия, 2007. - 557 с. : ил. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 551. - ISBN 978-5-7695-3793-6: 323-00
4. Осепчугов, В. В. Автомобиль : Анализ конструкций, элементы расчета : учеб. для вузов [Текст]/ В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. - Москва : Машиностроение, 1989. - 304 с. : ил. - Библиогр.: с. 303. - Предм. указ.: с. 303-304.
5. Скутнев, В. М. Эксплуатационные свойства автомобиля : учеб. пособие для студ., обуч. по спец. "Автомобиле- и тракторостроение" [Текст]/ В. М. Скутнев. - Гриф УМО ; ТГУ. - Тольятти : ТГУ, 2011. - 139 с. : ил. – Библ.: с. 130. - 33-11
6. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля: Учебн. Пособие [Текст] /Сост. Черепанов Л.А. – Тольятти: ТГУ, 2001. – 40с.
7. Гришкевич А.И. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник [Текст] / под общ. ред. А.И. Гришкевича.- М.: Машиностроение, 1984,-272с.
8. Проектирование технологических процессов сборки: учеб.-метод. Пособие [Текст]/Воронов Д.Ю. [и др] – Тольятти,: ТГУ,2011.-112с.
9. Кудрявцев, С.М. Основы проектирования, производства и материалы кузова современного автомобиля: монография[Текст] / С.М. Кудрявцев, Г.В.Пачурин, Д.В. Соловьев, [и др.]; под общей редакцией С. М. Кудрявцева. – Н. Новгород, 2010. – 236 с.
10. Лукин, П.П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузову, обучающихся по специальности «Автомобили и

тракторы» [Текст] / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф.Родионов. – М. : Машиностроение, 1984. –376 с.

11. Кузнецов, Б.А Краткий автомобильный справочник. – 10-е изд [Текст] / Б.А. Кузнецов. – М. : Транспорт, 1984. – 220 с.

12. Гаспарян, Г. А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля [Текст] / Г.А. Гаспарян. – М. :Машиностроение, 1978. – 351 с.

13. Вишняков, Н.Н. Автомобиль: Основы конструкции 2 изд-е [Текст]/Вишняков Н.Н, Вахламов В.К, Нарбут А.Н. – М. :Машиностроение,1986. – 304 с.

14. Родионов, В.Ф. Легковые автомобили [Текст] / В.Ф. Родионов, Б.А. Фиттерман. – М. : Машиностроение, 1973. – 490 с.

15. Раймпель, Й. Шасси автомобиля [Текст] / Й. Раймпель. – М. :Машиностроение, 1983. – 356 с.

16. Проикшат, А. Шасси автомобиля: Типы приводов [Текст] / А. Проикшат. – М. : Машиностроение, 1989. – 232 с.

17. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля [Текст] / Р.В.Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.

18. Гольд А.И. Прочность и долговечность автомобиля. [Текст] - М., “Машиностроение“, 1986.

19. Дымшиц И.И. Коробки передач. [Текст] - М., Машгиз, 1960.

20. Калашников С.Н. Справочник. Производство зубчатых колес. [Текст] - М., “Машиностроение“, 1975.