

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
(национальный исследовательский университет)  
Факультет «Автотракторный»  
Кафедра «Колесные, гусеничные машины и автомобили»  
Специальность «Наземные транспортно-технологические средства»

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ (В.Н. Бондарь)  
\_\_\_\_\_ 2016 г.

### *ЗАДАНИЕ*

на выпускную квалификационную работу студента

Пашнина Егора Дмитриевича

АТ-531

#### 1. Тема работы

Экспериментальная коробка передач для полноприводного грузового автомобиля с расчетом элементов коробки

утверждена приказом по университету от 15.04.2016 г. № 661

(утверждена распоряжением по факультету от \_\_\_\_\_ 201\_ г. № \_\_\_\_\_)

2 Срок сдачи студентом законченной работы (проекта) 29.05.2016 г.

#### 3. Исходные данные к проекту

Патент на изобретение № 2235238;

Технические характеристики полноприводного автомобиля Газ 27057:

Масса автомобиля  $m_a = 2180$  кг;

Максимальная мощность  $N_{max} = 56,55$  кВт;

Максимальный момент  $M_{max} = 191,7$  Нм;

Обороты двигателя  $n_d = (800 \dots 3000)$ ;

Максимальная скорость  $V_{max} = 130$  км/ч;

4 Содержание расчетно-пояснительной записки (перечень подлежащих разработке вопросов):

4.1 Введение;

4.2 Конструкционный раздел;

4.3 Технологический раздел;

4.4 Организационно – экономический раздел;

4.5 Безопасность жизнедеятельности;

4.6 Заключение;

5 Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей, плакатов в листах формата А1):

5.1 Исходная кинематическая схема(1/4 листа);

5.2 Тяговый расчет(1 лист);

5.3 Разработанная кинематическая схема(1/4 листа);

5.4 Эпюры нагружения входного вала(1 лист);

5.5 Эпюры нагружения промежуточного вала(2 листа);

5.6 Эпюры нагружения выходного вала(1 лист);

5.7 Сборочный чертеж кинематической части коробки передач(1 лист);

5.8 Сборочный чертеж входного вала коробки передач(1/2 листа);

5.9 Чертеж входного вала(1/4 листа);

5.10 Чертеж зубчатого колеса(1/4 листа);

5.11 Чертеж зубчатого колеса(1/8 листа);

5.12 Технологический раздел(1 лист);

5.13 Экономический раздел(1 лист);

Всего: 10 листов

6 Консультанты по работе (проекту), с указанием относящихся к ним разделов работы (проекта)

Раздел	Консультант	Подпись, дата	
		Задание выдал (консультант)	Задание принял (студент)
Безопасность жизнедеятельности	Кудряшов А.В.		
Экономический раздел	Маляр Н.С.		
Основной раздел	Никифоров С.С.		
Нормоконтроль	Дуюн В.И.		

7 Дата выдачи задания \_\_\_\_\_  
 Руководитель \_\_\_\_\_ (подпись) (Ф.И.О)  
 Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_ (подпись студента) (Ф.И.О.)

## КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

Наименование этапов выпускной квалификационной работы (проекта)	Срок выполнения этапов работы (проекта)	Отметка о выполнении руководителя

Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_ / В.Н. Бондарь /

Руководитель работы (проекта) \_\_\_\_\_ /И.О. Ф. \_\_\_\_\_ /

Студент \_\_\_\_\_ /И.О. Ф. \_\_\_\_\_ /

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
(национальный исследовательский университет)  
Факультет «Автотракторный»  
Кафедра «Колесные, гусеничные машины и автомобили»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

\_\_\_\_\_

«\_\_»\_\_\_\_\_2016 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

к.т.н., профессор

\_\_\_\_\_В. Н. Бондарь

«\_\_»\_\_\_\_\_2016 г.

Экспериментальная коробка передач для полно приводного грузового  
автомобиля с расчетом элементов коробки

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  
ЮУрГУ–190109.2016.921.00.00 ПЗ ВКР

Консультанты:

По экономической части

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_Н. С. Маляр

«\_\_»\_\_\_\_\_2016 г.

По БЖД

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_А. В. Кудряшов

«\_\_»\_\_\_\_\_2016 г.

Руководитель работы:

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_С.С. Никифоров

«\_\_»\_\_\_\_\_2016 г.

Автор работы

студент группы АТ-531

\_\_\_\_\_Е.Д. Пашнин

«\_\_»\_\_\_\_\_2016 г.

Нормоконтролер

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_В. И. Дуюн

«\_\_»\_\_\_\_\_2016 г.

Челябинск 2016

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	7
1 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ .....	8
1.1 Обзор существующих конструкций коробок передач .....	8
1.1.1 Необходимость применения коробок передач .....	8
1.1.2 Классификация коробок передач .....	8
1.1.3 Требования, предъявляемые к автомобильным коробкам передач .....	11
1.1.4 Принципиальные схемы и конструкции шестеренных коробок передач с неподвижными осями валов .....	15
1.1.5 Схемы коробок передач с подвижными осями .....	19
1.1.6 Бесступенчатые коробки передач .....	21
1.1.7 Конструкторские схемы коробок передач .....	23
1.2 Правила пользования коробками передач .....	27
1.3 Описание экспериментальной коробки передач .....	29
1.3.1 Данные патента на изобретение .....	29
1.3.2 Описание изобретения .....	30
1.3.3 Формула изобретения .....	35
1.4 Технические характеристики автомобиля "ГАЗ-27057" .....	37
1.5 Тяговый расчет .....	39
1.5.1 Исходные данные .....	39
1.5.2 Построение внешней скоростной характеристики ...	39
1.5.3 Определение передаточного числа главной передачи .....	40
1.5.4 Определение передаточных чисел коробки передач .....	41
1.5.5 Тяговая и динамическая характеристика автомобиля .....	42
1.6 Разработка расчетной кинематической схемы .....	49

									Лист
									4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190109.2016.043.00.00.ПЗ				

1.7	Общий расчет экспериментальной коробки передач .....	51
1.7.1	Общие сведения о зубчатых передачах .....	51
1.7.2	Классификация зубчатых передач .....	52
1.7.3	Материалы и термообработка зубчатых колес .....	52
1.7.4	Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев .....	53
1.7.5	Допускаемые предельные контактные напряжения .....	55
1.7.6	Допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость по изгибу .....	55
1.7.7	Разделение передаточных чисел по ступеням .....	56
1.7.8	Расчет зубчатых передач .....	57
1.8	Проверочные расчеты зубчатых передач и определение геометрических размеров .....	59
1.8.1	Проверочный расчет зубчатых передач на контактную выносливость активных поверхностей зубьев .....	59
1.8.2	Проверочный расчет на выносливость зубьев по згибу .....	61
1.8.3	Силы в зацеплении зубчатых передач .....	62
1.8.4	Определение длин участков входного вала .....	63
1.8.5	Определение длин участков промежуточного вала .	66
1.8.6	Определение длин участков выходного вала .....	71
	Вывод по разделу один .....	74
2	ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ .....	75
2.1	Требования к технологичности валов .....	75
2.2	Маршрут изготовления промежуточного вала экспериментальной коробки переада .....	75
2.2.1	Выбор способа получения заготовки детали .....	75
2.2.2	Базирование при .отке.....	76
2.2.3	Технологический процесс обработки вала .....	77

					<i>190109.2016.043.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

2.3 Применяемые инструменты .....	80
Вывод по разделу два .....	82
<b>3. ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ .....</b>	<b>83</b>
3.1 Организационная часть .....	83
3.2 Основные производственные фонды .....	85
3.3 Амортизация основных производственных фондов .....	85
3.4 Организационная структура предприятия .....	86
3.5 Фонд заработной платы .....	87
3.6 Налогообложение предприятия .....	87
3.7 Себестоимость готовой продукции .....	88
3.8 Расчет периода окупаемости .....	89
Вывод по разделу три .....	91
<b>4. БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ .....</b>	<b>92</b>
4.1 Инструкция по охране труда автослесаря .....	92
4.2 Общие требования безопасности .....	92
4.3 Требования безопасности перед началом работ .....	95
4.4 Требования безопасности во время работы .....	96
4.5 Слесарю aprещается.....	101
4.6 Требования безопасности в аварийных ситуациях .....	102
4.7 Требования безопасности по окончанию работ .....	103
Вывод по разделу четыре .....	104
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....</b>	<b>107</b>
<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....</b>	<b>108</b>



## ВВЕДЕНИЕ

Целью данной выпускной квалификационной работы, является разработка экспериментальной коробки передач для полноприводного грузового автомобиля ГАЗ – 27057. Данная коробка передач позволяет реализовать полный привод без раздаточной коробки. Коробка передач предназначена для преобразования крутящего момента и скорости вращения, развиваемых двигателем, с целью получения различных тяговых усилий и скоростей вращения на ведущих колесах, что необходимо при трогании с места и разгоне автомобиля, при движении в различных дорожных условиях и при маневрировании автомобиля с возможно малой скоростью. Кроме того, коробка передач должна обеспечивать возможность движения задним ходом и отсоединения двигателя от силовой передачи автомобиля.

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

# 1 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ

## 1.1 Обзор существующих конструкций

### 1.1.1 Необходимость применения коробок передач

Необходимость преобразования крутящего момента определяется характером изменения крутящего момента двигателя внутреннего сгорания. Для этого устанавливают коробку передач, изменяя передаточное число в которой можно получить изменение крутящего момента в нужном диапазоне.

Передаточным числом называется отношение числа зубьев ведомой шестерни к числу зубьев ведущей шестерни. Разные ступени коробки передач имеют разные передаточные числа. Низшая ступень имеет наибольшее передаточное число, высшая ступень – наименьшее[4].

### 1.1.2 Классификация коробок передач

На схеме (рисунок 1.1.1) представлена классификация коробок передач. Коробки передач можно классифицировать по изменению передаточного числа:

- бесступенчатые;
- ступенчатые;
- частично бесступенчатые;

В свою очередь, бесступенчатые коробки передач можно разделить на:

- статические;
- динамические;

По характеру регулирования передаточного числа бесступенчатые коробки передач разделяют на:

- саморегулируемые;
- несаморегулируемые;

Гидротрансформатор является саморегулируемой конструкцией, а гидростатическая передача - несаморегулируемой.

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

По способу преобразования крутящего момента коробки передач разделяют на следующие категории:

- механические (шестеренные, фрикционные и импульсные);
- гидравлические (гидростатические (гидрообъемные) и гидродинамические);
- гидромеханические (комбинация двух первых типов);
- электрические;

На легковых автомобилях чаще всего устанавливают ступенчатые механические (шестеренные) коробки передач и бесступенчатые или частично бесступенчатые гидромеханические коробки передач; иногда устанавливают гидродинамические коробки передач и электрические передачи. Все остальные типы коробок передач осуществлялись лишь в опытных образцах.

Электрические передачи имеют большой вес и для их производства требуется большой объем меди. Их применяют в автобусах и автомобилях специального назначения.



Рисунок 1.1.1 – Классификация коробок передач[15]

Главным и основным элементом гидродинамических и гидромеханических коробок передач, обеспечивающим бесступенчатое изменение передаточного числа, является гидротрансформатор.

Гидродинамические передачи получили небольшое применение вследствие ограниченности максимального коэффициента трансформации и недостаточно удовлетворительных эксплуатационных качеств.

По числу ступеней коробки передач делятся на[15]:

- двухступенчатые;
- трехступенчатые;
- четырехступенчатые;
- пятиступенчатые;
- многоступенчатые;

При этом задний ход в счет числа ступеней не идет.

Для получения большего количества передач в большинстве случаев ставят дополнительный редуктор с двумя передачами, позволяющий в комбинации с основной коробкой передач иметь удвоенное количество передач либо добавлять еще одну передачу, увеличивая тем самым общий диапазон передаточных чисел. Дополнительный редуктор может быть с понижающей передачей, то есть с увеличением выходного крутящего момента и уменьшением угловой скорости выходного вала (демультипликатор или делитель), или с повышающей передачей, то есть повышая угловую скорость выходного вала, понижая при этом его крутящий момент (мультипликатор).

В автомобилях с несколькими ведущими осями такой дополнительный редуктор обычно объединяют с раздаточной коробкой.

Шестеренные коробки передач можно разделить по положению осей на три типа:

- с неподвижными осями;
- планетарные;
- комбинированные;

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

### 1.1.3 Требования, предъявляемые к автомобильным коробкам передач

К коробкам передач автомобилей предъявляют следующие требования:

- 1) обеспечение необходимых динамических и экономических качеств;
- 2) наличие нейтрального положения для возможности длительного разъединения двигателя от силовой передачи;
- 3) простота и удобство управления;
- 4) бесшумность работы;
- 5) высокий КПД;
- 6) надежность работы и простота обслуживания;
- 7) простота и дешевизна конструкции, а также минимальные вес и габаритные размеры.

Кроме того, коробка передач должна обеспечивать возможность пуска двигателя буксировкой автомобиля и торможение двигателем. В ряде случаев должна обеспечиваться возможность отбора мощности.

Рассмотрим эти требования более подробно.

1) В соответствии с требованием обеспечения необходимых динамических и экономических качеств определяется число передач и передаточные числа [2], [3], [4]. Для грузовых автомобилей грузоподъемностью до 3...3,5 т обычно применяют четырехступенчатые коробки передач с диапазоном передаточных чисел порядка 6,5. На грузовых автомобилях грузоподъемностью от 3,5 до 7 т обычно ставят пятиступенчатые коробки с диапазоном передаточных чисел порядка 7,5...8,5 и нередко с высшей ускоряющей передачей, имеющей передаточное отношение меньше единицы (0,75...0,8) и использующейся при движении по хорошим дорогам и при порожних рейсах. Применение ускоряющей передачи снижает число оборотов коленчатого вала двигателя на 1 км пути, что способствует уменьшению износа двигателя и снижает расход топлива.

Следует отметить, что динамические и экономические качества автомобиля определяются общим передаточным числом от двигателя к колесам.

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Поэтому тот же эффект, что и от применения ускоряющей передачи, можно получить, сохранив в качестве высшей прямую передачу, но уменьшив передаточное число главной передачи. При этом должен быть сохранен общий диапазон передаточных чисел коробки передач (отношение максимального передаточного числа к минимальному). Выбор в качестве высшей передачи прямой или ускоряющей определяется длительностью ее использования (желательно наиболее длительно используемую передачу делать прямой как для уменьшения потерь, так и для увеличения долговечности коробки передач), конструкцией редуктора заднего моста.

Применение высшей передачи, используемой при движении с уменьшенной нагрузкой или при движении по хорошим дорогам, с уменьшенным знаменателем прогрессов (отношением передаточных чисел соседних передач), целесообразно для всех грузовых автомобилей общего назначения, хотя увеличение числа передач и сопровождается некоторым увеличением габаритных размеров и веса коробки передач. На тяжелых грузовых автомобилях, работающих в основном с прицепами, устанавливают восьми-, десяти-, двенадцати- и даже шестнадцатиступенчатые коробки передач с диапазоном передаточных чисел порядка 10...12.

При выборе значений передаточных чисел коробки передач для грузовых автомобилей желательно иметь значение динамического фактора на прямой передаче (при полной нагрузке автомобиля) не менее 0,05, а для автомобилей-самосвалов – 0,06.

В случае использования прицепов динамический фактор на прямой передаче не должен быть ниже 0,03. Максимальное значение динамического фактора на низшей передаче для грузовых автомобилей составляет 0,35...0,4, а для автомобилей, работающих в тяжелых дорожных условиях – 0,5...0,6. Нередко, с целью использования имеющейся коробки передач, получение.

Низшая передача в коробке передач служит, как правило, для преодоления особо трудных участков пути, для трогания с места груженого автомобиля и для

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

маневрирования (минимальная скорость автомобиля при 500 об/мин вращения коленчатого вала двигателя как на переднем, так и на заднем ходу составляет обычно 1,5...2 км/час). Во всех остальных случаях грузовой автомобиль трогается с места на второй передаче, для которой динамический фактор составляет около 0,2. Передаточное число заднего хода должно обеспечивать, помимо минимальной скорости маневрирование, возможность развивать на колесах достаточное тяговое усилие для преодоления препятствий. Значения максимального динамического фактора на заднем ходу для отечественных грузовых автомобилей находятся в пределах 0,32...0,43.

2) Возможность длительного разъединения двигателя от трансмиссии без выключения сцепления в ступенчатых коробках передач обеспечивается достаточно легко. При наличии гидротрансформатора, если турбина всегда связана с колесами автомобиля, это осуществить труднее. В этом случае момент, передаваемый на колеса при холостых оборотах вала двигателя, должен быть заведомо недостаточен для трогания автомобиля с места.

3) Существующая система управления с одним рычагом, размещенным сбоку от водителя, хотя и проста, но недостаточно удобна. Для удобства управления коробкой передач целесообразно рычаг управления перенести на рулевую колонку. Но при этом усложняется система управления и возникает ряд трудностей вследствие необходимости приложения значительных усилий к рычагу при переключении передач, уменьшения общей жесткости привода и увеличения суммарных зазоров. Эти препятствия могут быть устранены введением серво устройств.

При отсутствии синхронизирующих устройств для переключения ступенчатой коробки передач от водителя требуются определенные навыки. Например, для безударного переключения с высшей передачи на низшую необходимо: выключить сцепление и установить рычаг переключения передач в нейтральное положение, включить сцепление и нажать на педаль привода дроссельной заслонки, затем отпустить педаль, и выключив сцепление, включить

									Лист
									13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190109.2016.921.00.00.ПЗ				

нужную передачу, после чего снова включить сцепление. Поэтому, желательно, чтобы конструкция коробки передач обеспечивала возможность безударного включения шестерен даже при отсутствии у водителя достаточной квалификации. Оптимальным вариантом (кроме, конечно, автоматического управления) является возможность переключения передач без использования педалей сцепления и управления подачей топлива. Для облегчения управления желательно обеспечить возможность переключения из нейтрального положения на любую передачу и перехода с любой передачи в нейтральное положение, т. е. обеспечить избирательность.

4) Бесшумность работы коробки передач особенно важна для автомобилей, применяемых для перевозки людей. В коробках передач с косозубыми шестернями постоянного зацепления удастся обеспечить большую бесшумность, чем в коробках передач с прямозубыми шестернями. Синхронизаторы устраняют скрежет шестерен вследствие неумелого обращения.

В значительной степени бесшумность работы шестерен зависит от точности их изготовления, жесткости и материала картера, а также от точности установки и жесткости валов.

5) Шестеренчатая коробка передач обеспечивает в настоящее время наиболее высокий КПД: при передаче полной мощности  $\eta = 0,96...0,98$ .

Так как автомобиль большую часть времени движется на одной из высших передач, например, на четвертой, то для уменьшения потерь на трения и износ шестерен и подшипников эта передача осуществляется обычно соединением ведущего (первичного) и ведомого (вторичного) валов. При движении на прямой передаче потери мощности в коробке передач вызываются почти исключительно выбалтыванием масла. Поэтому большое распространение получила схема, при которой ведущий и ведомый валы устанавливаются соосно, хотя известны схемы, при которых прямая передача отсутствует и ведущий и ведомый валы не соосны.

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14



б) Коробки передач должны обеспечивать надежную работу в интервале температур окружающей среды от минус 60 до плюс 40 градусов Цельсия. Большинство коробок передач обеспечивают работу до капитального ремонта соответствующую пробегу автомобиля 100...200 тысяч километров и более. Основным дефектом, влияющим на срок работы коробок передач обычной конструкции является разрушение торцов зубьев переключаемых муфт и шестерен. В эксплуатации это проявляется часто в виде самовыключения передач (последнее иногда происходит и в новых коробках передач, при недостаточной точности изготовления или вследствие недостатков конструкции). Поэтому синхронизаторы следует применять не только для повышения удобства управления надежностью коробки передач.

Коробки передач обычного типа просты в обслуживании и не требуют регулировок. Обслуживание коробок передач сводится к периодической смене масла и подтягиванию гаек крепления.

7) Наиболее простой по конструкции и дешевой в изготовлении является обычная ступенчатая коробка передач, чем и объясняется ее большое распространение на грузовых автомобилях[15].

#### 1.1.4 Принципиальные схемы и конструкции шестеренных коробок передач с неподвижными осями валов

В коробках передач с неподвижными осями валов переключение передач происходит за счет перемещения шестерен или за счет постоянного зацепления шестерен с валом и подвижных зубчатых муфт. Первый способ переключения используется большей частью для шестерен первой передачи и заднего хода, а для переключения остальных передач обычно пользуются вторым способом. Коробки передач, в которых переключения передач осуществляется за счет подвижных шестерен, применяются редко, так как при этом невозможна установка синхронизаторов обычного типа. Кроме того наличие забоин и трещин на торцах зубьев, возникающих при переключении передач, может ослабить зубья и

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

увеличить шумность коробки передач вследствие нарушения правильности зацепления.

В грузовых автомобилях малого и среднего класса полной массой до 12т обычно применяют четырех- и пятиступенчатые и реже шестиступенчатые коробки передач, на грузовых автомобилях большей массы ставят многоступенчатые коробки передач. Передачу, на которой автомобиль движется подавляющую часть времени, стремятся сделать прямой, т. е. передавать мощность непосредственно с ведущего на ведомый вал без шестерен.

При этом уменьшаются потеря мощности и износ шестерен и подшипников. Поэтому наибольшее распространение получил в коробки передач с соосным расположением ведущего и ведомого валов.

Такие коробки передач компактны и имеют небольшой вес.

Недостатками их являются:

- повышенная шумность вследствие использования прямозубых шестерен;
- переключение передач требует определенных навыков;
- частым дефектом является разрушение торцов зубьев при переключении;

Как указывалось, подобные схемы коробок передач не позволяют установить синхронизаторы обычного типа[15].

В современных конструкциях коробок передач существует тенденция автоматизации механических коробок передач путем использования электронного блока управления.

Для повышения топливной экономичности в коробках передач легковых автомобилей увеличивают количество передач, и для улучшения удобства управления применяют автоматизированное управление. Наилучшие результаты по минимальному расходу топлива можно получить при отсутствии разрыва потока мощности, и соответственно более равномерной работы двигателя. Данные требования реализованы в коробках с автоматизированным управлением с использованием двух фрикционных элементов (сцеплений).

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

Наиболее известной коробкой данного типа является «DSG» (Direct Shift Gearbox) концерна «Volkswagen» [20].

По схеме они могут быть трехвальными (Рисунок 1.1.2) и четырехвальными (Рисунок 1.1.3). Особенностью данных коробок передач является наличие отдельного вала со своим сцеплением для четных и нечетных передач. Это позволяет включить одновременно две передачи, передавая поток мощности лишь через одну. По сигналу блока управления сцепление одной передачи выключается, а второй включается, обеспечивая минимальный разрыв потока мощности [27].

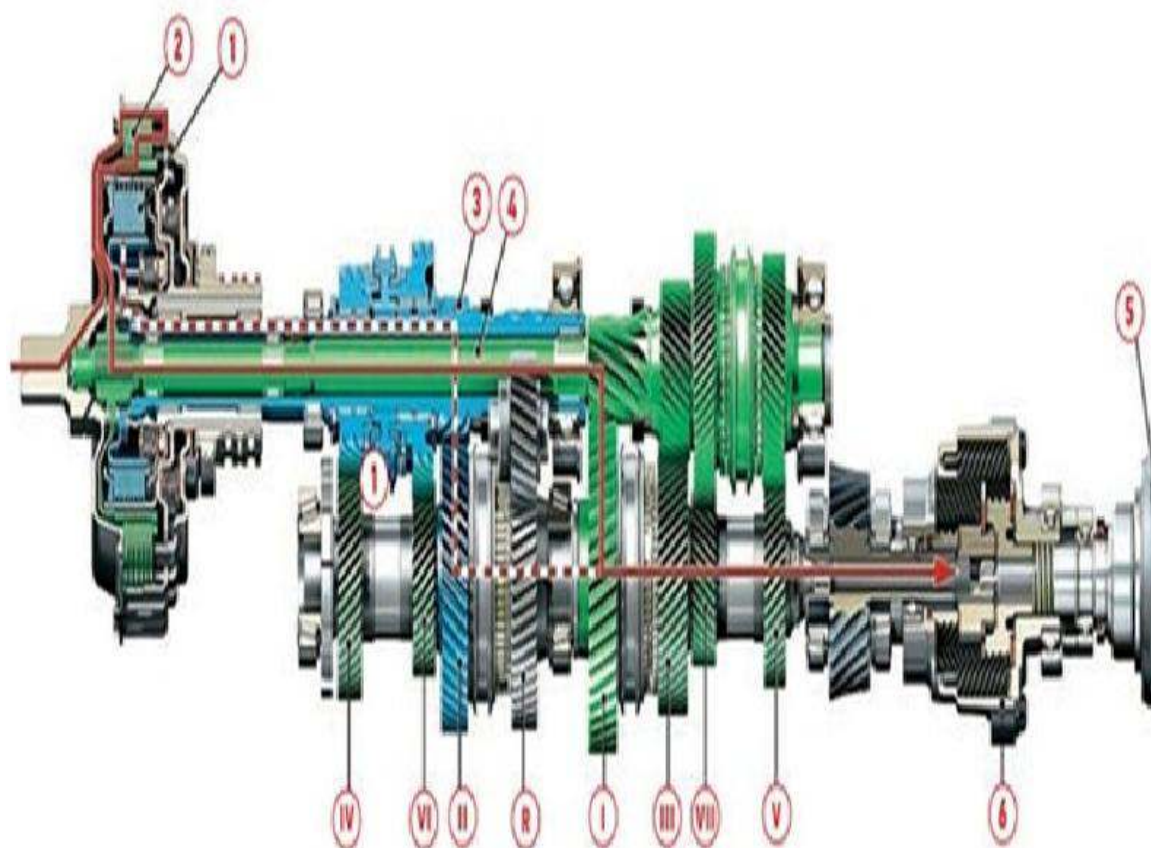


Рисунок 1.1.2 – Схема трехвальной коробки передач с двойным сцеплением:  
1 – сцепление №1; 2 – сцепление № 2; 3 – первичный вал четных передач; 4 – первичный вал нечетных передач; 5 – привод на колеса; 6 – дифференциал; I-VII – передачи для движения вперед; R – задняя передача

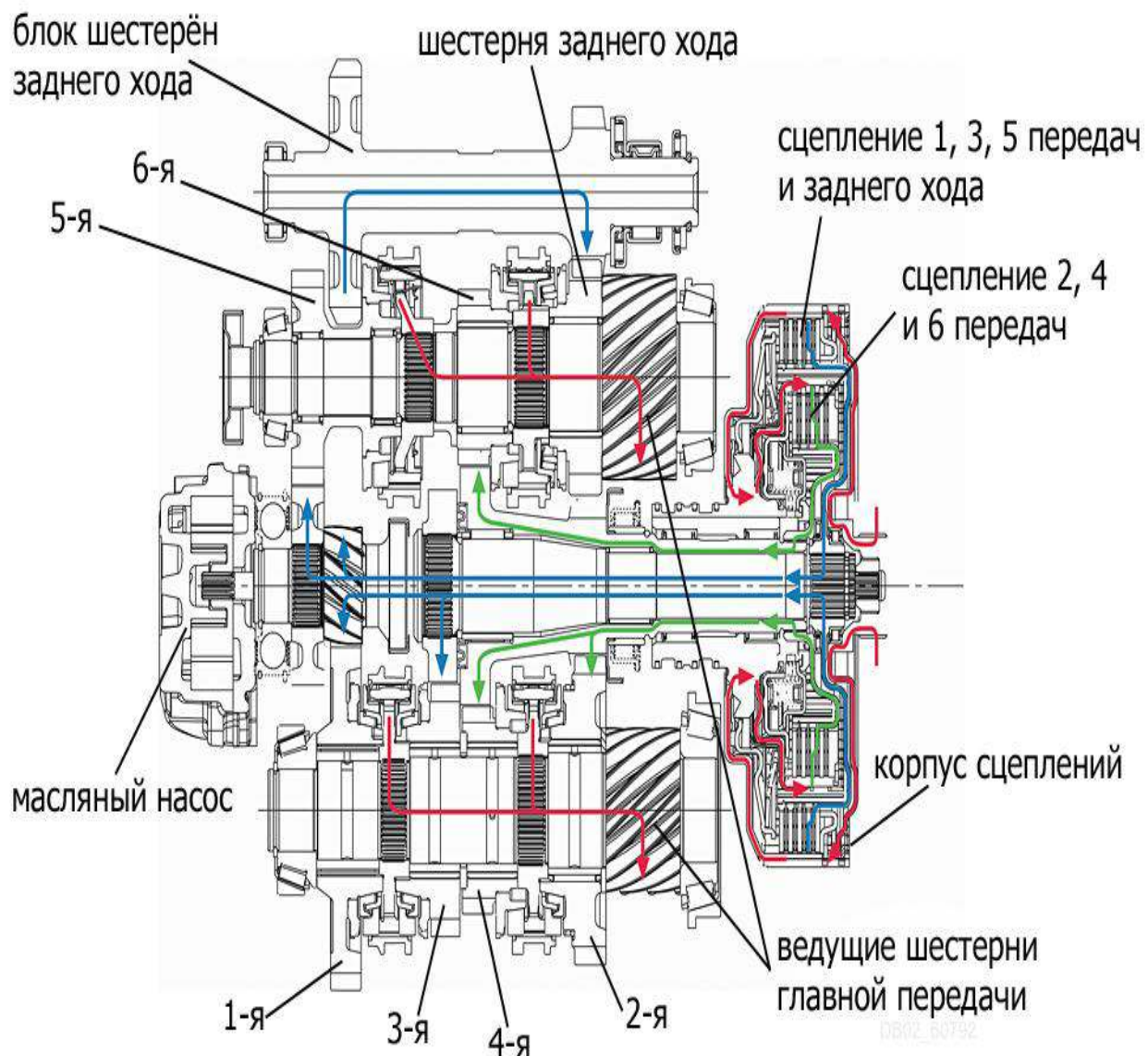


Рисунок 1.1.3 – Схема четырехвальной коробки передач с двойным сцеплением

Преимущества коробок передач с двойным сцеплением:

- скорость переключения передач занимает около 8 мс, что обеспечивает автомобилю динамичное ускорение;
- повышение эффективности использования топлива до 10%;
- соединение удобства управления автоматических коробок передач с расходом топлива, аналогичным механическим коробкам передач;

Недостатки:

- высокая стоимость;

- сложность ремонта и обслуживания и соответственно их дороговизна;

### 1.1.5 Бесступенчатые коробки передач

Вариаторная коробка передач является бесступенчатой коробкой передач, т.е. обеспечивает в заданном диапазоне плавное изменение передаточного числа. Вариаторная коробка передач имеет название CVT – Continuously Variable Transmission (постоянно изменяющаяся трансмиссия) [3].

Основное преимущество вариатора по сравнению с другими коробками передач заключается в эффективном использовании мощности двигателя за счет оптимального согласования нагрузки на автомобиль с оборотами коленчатого вала, тем самым достигается высокая топливная экономичность. непрерывное изменение крутящего момента, отсутствие рывков обеспечивают высокий уровень комфорта при передвижении на автомобиле с вариатором.

Недостатки вариаторных коробок передач:

- ограниченная максимальная мощность;
- достаточно высокая техническая и технологическая сложность конструкции;
- сравнительно дорогое обслуживание и ремонт;
- применение специальной трансмиссионной жидкости и соответственно дороговизна.

Первые клиноременные вариаторы имели резиновый ремень, который отличала низкая долговечность (50000 км), недостаточная гибкость (минимальный радиус изгиба 90 мм) и связанный с ней узкий диапазон регулирования. Большинство современных вариаторных коробок передач используют гибкий металлический ремень (Рисунок 1.1.4), который изготавливают из нескольких (10...12) полос стали и связанных с ней фасонных частей в виде бабочки. Передача вращения осуществляется за счет сил трения между шкивами и боковой поверхностью ремня. Ремни данной конструкции имеют высокую прочность, долговечность, гибкость (минимальный радиус изгиба 30 мм), низкий уровень шума. Именно металлический клиновидный ремень

									Лист
									19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190109.2016.921.00.00.ПЗ				

открыл дорогу для широкого применения вариаторов на автомобилях. Ремень изготавливается из металлических пластин конической формы.

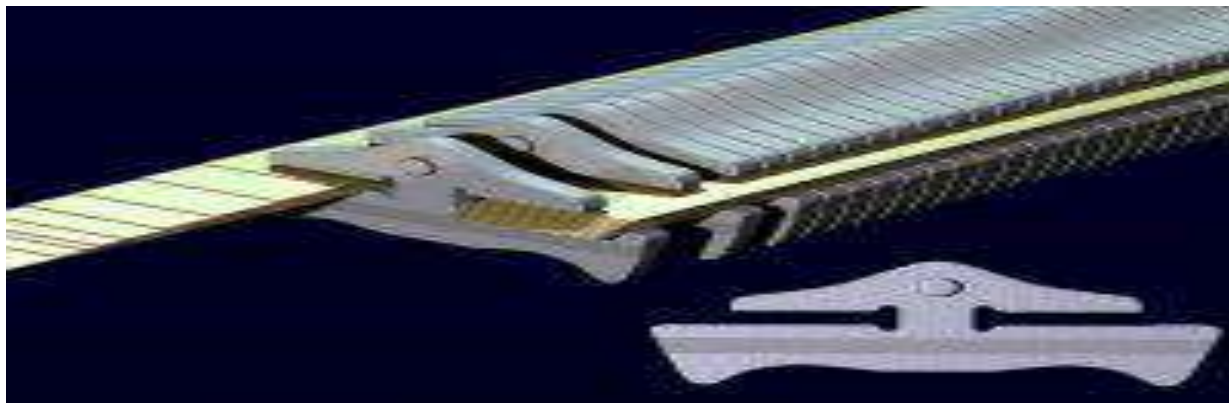


Рисунок 1.1.4 – Металлический ремень вариатора

Открытая клиноременная передача использовалась в автомобилях малого класса VOLVO-DAF (Голландия), VOLVO-343 (Рисунок 1.5).

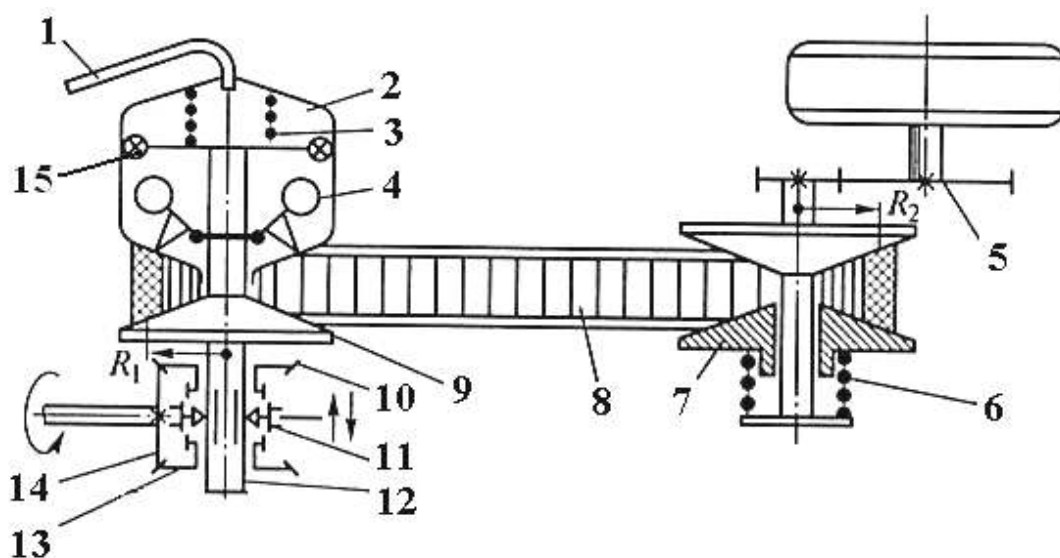


Рисунок 1.1.5 – Схема открытой клиноременной передачи: 1 – трубопровод, 2 – полость пневматического регулятора, 3, 6 – пружины, 4 – грузы центробежного регулятора, 5 – главная передача, 7 – ведомый шкив, 8 – клиновой резиноканевый ремень, 9 – ведущий шкив, 10, 13, 14 – шестерни, 15 – мембрана пневматического регулятора

### 1.1.6 Конструкторские схемы коробок передач

Шестерни привода промежуточного вала обычно располагаются в передней части коробки передач. Передаточное число этой пары выбирается из условия получения требуемого передаточного числа первой передачи. Величина передаточного числа пары шестерен первой передачи ограничена минимальным числом зубьев шестерни первой передачи на промежуточном валу для обеспечения достаточной жесткости промежуточного вала. Обычно передаточное число не превышает 3,5...3,9, а число зубьев шестерни первой передачи промежуточного вала колеблется в пределах 14...17 (иногда уменьшается до 10). При этом габаритные размеры коробки передач по ширине определяются величиной шестерен первой передачи и заднего хода ведомого вала. Увеличение передаточного числа шестерен привода промежуточного вала позволяет уменьшить эти размеры коробки передач. В пятиступенчатых коробках передач с ускоряющей передачей венец ведущего вала должен быть больше венца ведомой шестерни ускоряющей передачи, что ограничивает возможность увеличения передаточного отношения пары шестерен привода промежуточного вала. В четырехступенчатых коробках с подвижными шестернями это сделать легче, поэтому там передаточное число шестерен первой передачи сравнительно невелико (порядка 2,5...2,8), а передаточное число шестерен привода промежуточного вала увеличено. для повышения прочности зубьев шестерен уменьшение передаточного числа привода промежуточного вала является благоприятным, так как при этом увеличивается диаметр шестерни ведомого вала, а окружная сила, приложенная к зубьям, уменьшается.

Валы коробок передач обычно располагают в вертикальной плоскости, так как это повышает жесткость картера при вертикальных нагрузках. В некоторых конструкциях автомобилей для увеличения дорожного просвета предусматривают горизонтальное расположение валов. В этом случае должен быть обеспечен необходимый уровень масла в картере коробки передач.

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

Прочность и бесшумность коробки передач в большой степени зависят от жесткости валов и расположения опор.

Подвижные шестерни и муфты располагают на ведомом валу, что упрощает механизм управления, монтируемый обычно в крышке коробки передач. В некоторых коробках передач жесткость валов увеличена введением дополнительных опор (Рисунок 1.6).

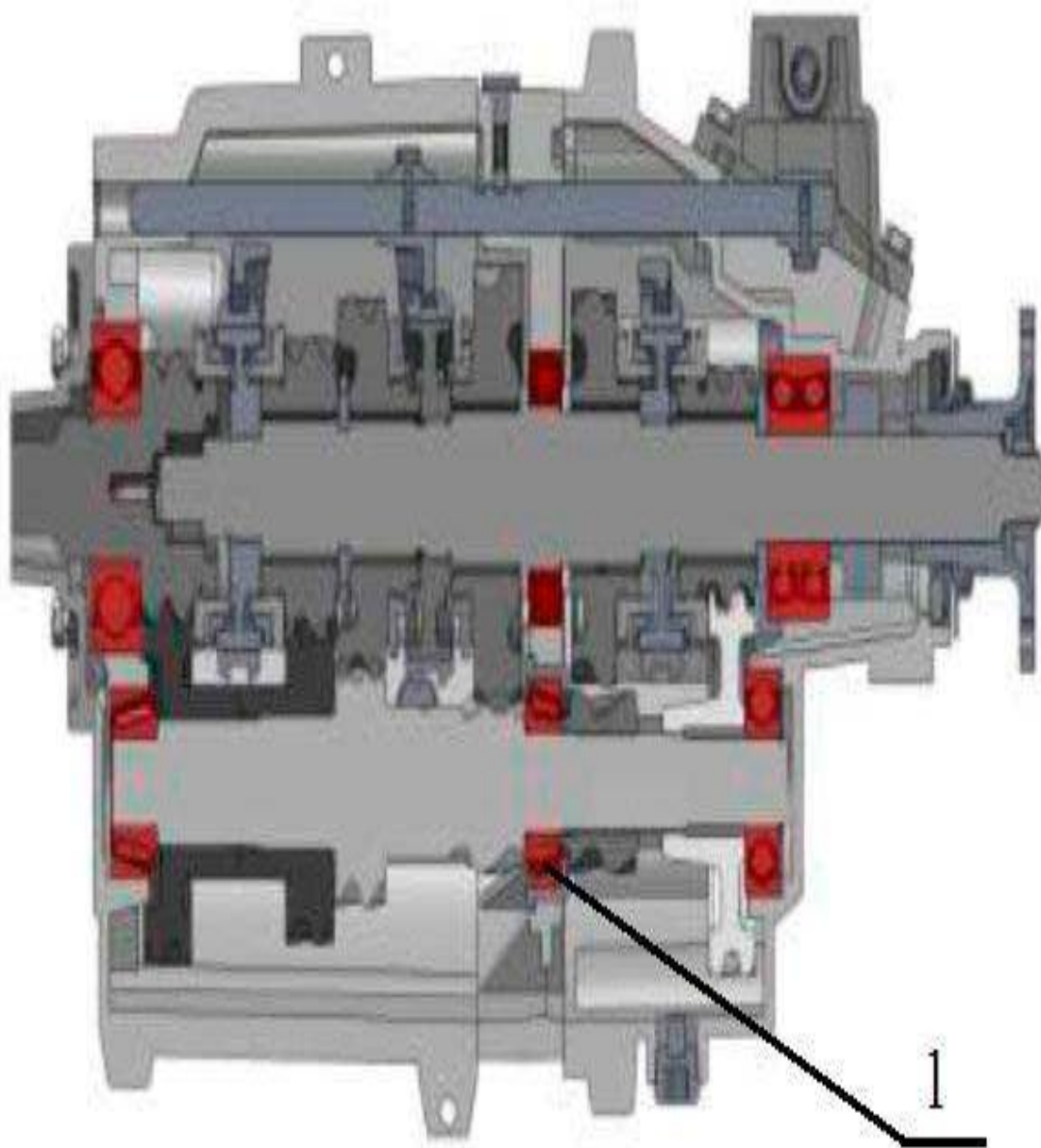


Рисунок 1.1.6 – Дополнительная опора вала



### 1.1.7 Описание конструкции и принципа действия современных механических коробок передач

Механическая коробка передач относится к ступенчатым коробкам, т.е. крутящий момент в ней изменяется ступенями. Ступенью (или передачей) называется пара взаимодействующих шестерен. Каждая из ступеней обеспечивает свое передаточное число[23].

Из всего многообразия конструкций МКПП можно выделить коробки двух основных видов: трехвальные и двухвальные.

Трехвальная коробка передач (Рисунок 1.1.7) состоит из ведущего (первичного), промежуточного, ведомого (вторичного) валов, на которых размещены шестерни с синхронизаторами. В конструкцию коробки также входит механизм переключения передач. Все элементы размещены в картере (корпусе) коробки передач. Особенностью трехвальных коробок передач является наличие прямой передачи, на котором КПД близок к единице.

Ведущий вал обеспечивает соединение со сцеплением. На валу имеются шлицы для ведомого диска сцепления. Крутящий момент от ведущего вала передается через соответствующую шестерню, находящуюся с ним в жестком зацеплении.

Промежуточный вал расположен параллельно первичному валу. На валу располагается блок шестерен, находящийся с ним в жестком зацеплении. Ведомый вал расположен на одной оси с ведущим. Технически это осуществляется за счет торцевого подшипника на ведущем валу, в который входит ведомый вал. Блок шестерен ведомого вала не имеет закрепления с валом и поэтому свободно вращается на нем. Блок шестерен промежуточного и ведомого вала, а также шестерня ведущего вала находятся в постоянном зацеплении.

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

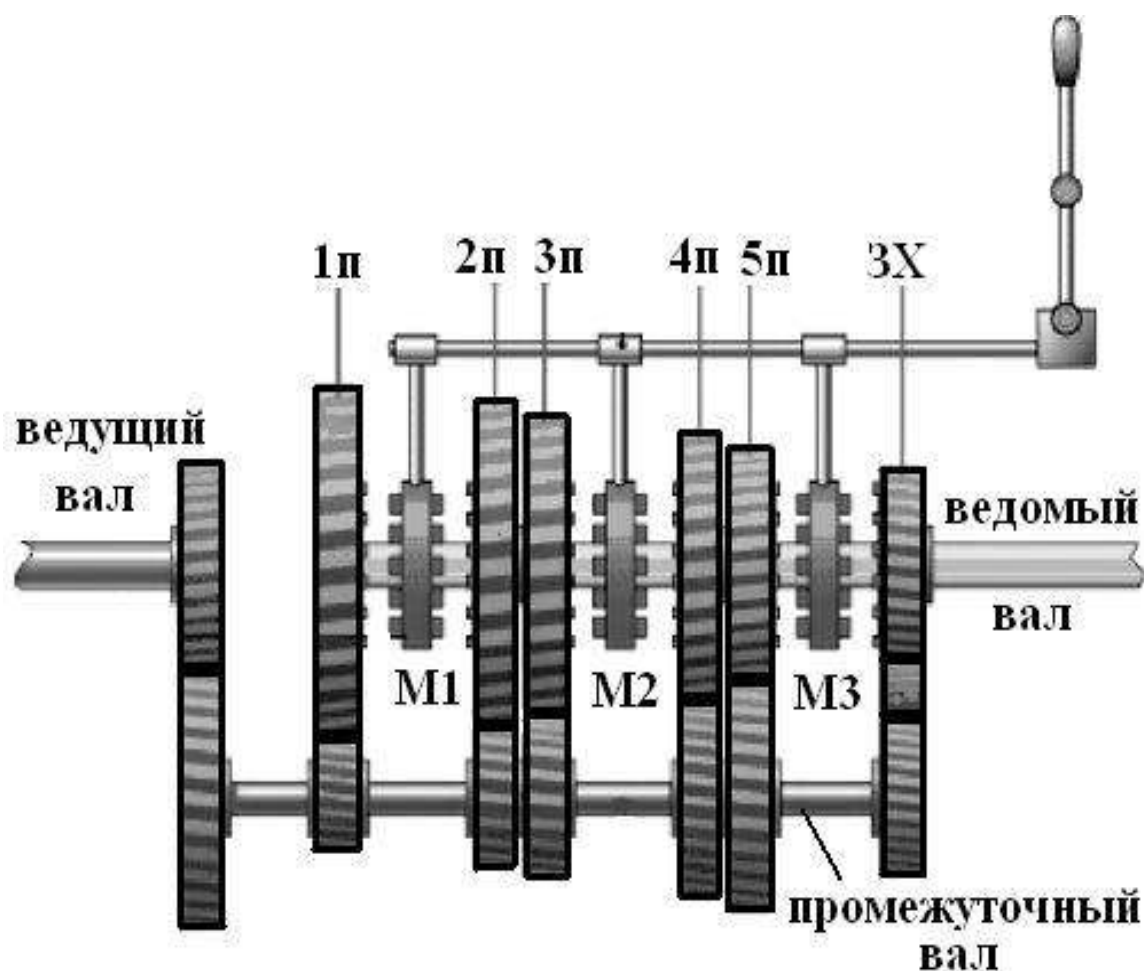


Рисунок 1.1.7 – Схема трехвальной коробки передач[23]

Между шестернями ведомого вала располагаются синхронизаторы. Синхронизаторы имеют жесткое зацепление с ведомым валом и могут двигаться по нему в продольном направлении за счет шлицевого соединения. На современных коробках передач синхронизаторы устанавливаются на всех передачах.

Механизм переключения трехвальной коробки передач обычно располагается непосредственно на корпусе коробки. Конструктивно он состоит из рычага управления и ползунов с вилками. Для предотвращения одновременного включения двух передач механизм оснащен блокирующим устройством.

Картер коробки передач служит для размещения конструктивных частей и механизмов, а также для хранения масла. Картер изготавливается из алюминиевого или магниевых сплава.

При нейтральном положении рычага управления крутящий момент от двигателя на ведущие колеса не передается. При перемещении рычага управления, соответствующая вилка перемещает муфту синхронизатора. Муфта обеспечивает синхронизацию угловых скоростей соответствующей шестерни и ведомого вала. После этого, зубчатый венец муфты заходит в зацепление с зубчатым венцом шестерни и обеспечивается блокировка шестерни на ведомом валу. Коробка передач осуществляет передачу крутящего момента от двигателя на ведущие колеса с заданным передаточным числом.

Движение задним ходом обеспечивается соответствующей передачей коробки. Изменение направления вращения осуществляется за счет промежуточной шестерни заднего хода, устанавливаемой на отдельной оси.

Двухвальная коробка передач (Рисунок 1.1.8) состоит из ведущего (первичного) и ведомого (вторичного) валов с блоками шестерен и синхронизаторами. Помимо этого в картере коробки передач размещены главная передача и дифференциал.

Ведущий вал, также как и в трехвальной коробке, обеспечивает соединение со сцеплением. На валу жестко закреплен блок шестерен. Параллельно ведущему валу расположен ведомый вал с блоком шестерен.

Шестерни ведомого вала находятся в постоянном зацеплении с шестернями ведущего вала и свободно вращаются на валу. На ведомом валу жестко закреплена ведущая шестерня главной передачи. Между шестернями ведомого вала установлены муфты синхронизаторов.

С целью уменьшения линейных размеров, увеличения числа ступеней в ряде конструкций коробок передач вместо одного ведомого вала устанавливаются два и даже три ведомых вала. На каждом из валов жестко закреплена шестерня главной передачи, которая находится в зацеплении с одной ведомой шестерней – по сути три главных передачи.

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

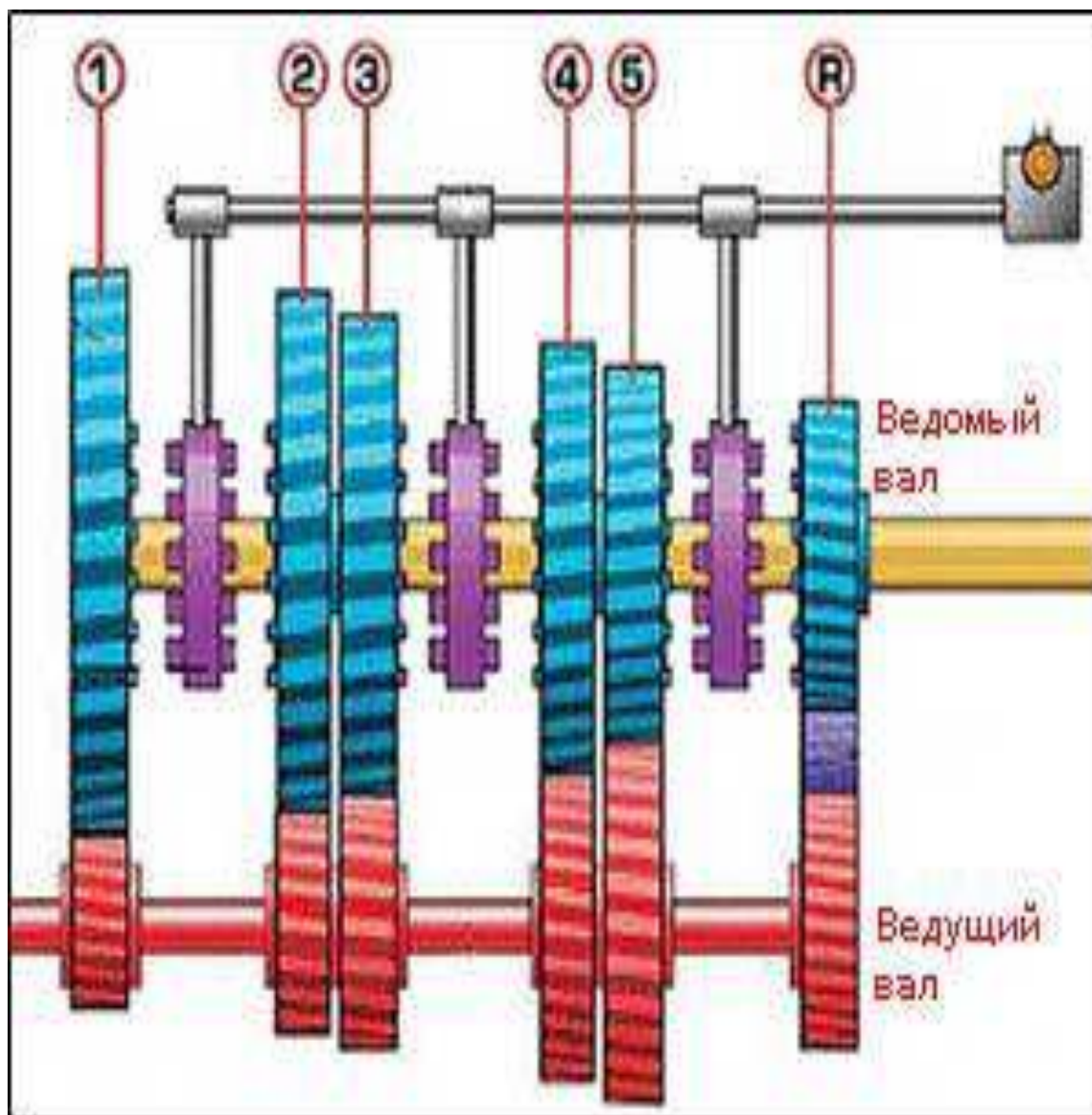


Рисунок 1.1.8 – Схема двухвальной коробки передач

Главная передача и дифференциал передают крутящий момент от вторичного вала коробки к ведущим колесам автомобиля. Дифференциал при необходимости обеспечивает вращение колес с разной угловой скоростью.

Механизм переключения передач двухвальной коробки, как правило, дистанционного действия, т.е. расположен отдельно от корпуса коробки. Связь между коробкой и механизмом может осуществляться с помощью тяг или тросов. Наиболее простым является тросовое соединение, поэтому оно чаще используется в механизмах переключения. Механизм переключения передач двухвальной

коробки состоит из рычага управления, соединенного тросами с рычагами выбора и включения передач. Рычаги в свою очередь соединены с центральным штоком переключения передач с вилками.

Под выбором передачи понимается поперечное движение рычага управления относительно оси автомобиля (движение к паре передач), под включением передачи – продольное движение рычага (движение к конкретной передаче).

Принцип работы аналогичен трехвальной коробке. Основное отличие заключается в особенностях работы механизма переключения передач.

Движение рычага управления при включении конкретной передачи разделяется на поперечное и продольное. При поперечном движении рычага управления усилие передается на трос выбора передач. Тот, в свою очередь, воздействует на рычаг выбора передач. Рычаг осуществляет поворот центрального штока вокруг оси и, тем самым, обеспечивает выбор передач.

При дальнейшем продольном движении рычага усилие передается на трос переключения передач и далее на рычаг переключения передач. Рычаг производит горизонтальное перемещение штока с вилками. Соответствующая вилка на штоке перемещает муфту синхронизатора и осуществляет блокирование шестерни ведомого вала. Крутящий момент от двигателя передается на ведущие колеса.

## 1.2 Правила пользования коробками передач с ручным управлением

Современный автомобиль – это сложное устройство, а не просто средство передвижения. Требования безопасности, экономичности, и комфорта, заставляют автопроизводителей постоянно искать новые технические решения. Поэтому из года в год автомобили эволюционируют и изменяются. Но, несмотря на это, кое-какие агрегаты в автомобилях остаются неизменными хотя и подвергаются значительной модернизации. Наверное, самым традиционным агрегатом со времен выпуска первого автомобиля с двигателем внутреннего сгорания, является коробка передач. Несмотря на то, что большинство

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

заграничных производителей выпускает автоматические коробки передач, в нашей стране наибольшую популярность имеют все же коробки механического типа. Однако эксплуатация авто с МКПП требует определенных навыков и умений [26].

Во-первых, управление механической коробкой передач осуществляется при помощи педалей управления и рычага переключения. При этом каждой передаче соответствует свое положение рычага. Их необходимо помнить наизусть, что бы при переключении не отвлекаться от управления автомобилем.

Во-вторых, такая КП требует от водителя выбирать скоростной режим, и диапазон работы каждой передачи самостоятельно. К примеру, на первой передаче можно разогнать авто до 20 км/ч (это считается верхней границей), вторая же передача позволяет осуществить эффективный подхват уже на скорости в 15...20 км/ч. Таким образом разогнавшись до скорости 17 км/ч, можно произвести плавное переключение на вторую передачу, и автомобиль при этом будет двигаться без рывков. Так же при эксплуатации авто с механической коробкой передач не забывайте, что пониженные передачи имеют большую мощность, но меньшую скорость. Поэтому их эффективно использовать при затрудненных режимах движения: трогание с места, движение в горку, с горки и т.д. Соответственно повышенные передачи используются для движения на высокой скорости по ровным участкам дороги. Своевременное переключение передач в движении позволяет сделать езду плавной и комфортной без надрывной работы двигателя на граничных оборотах. Лучше всего для переключения передач использовать тахометр. Раскрутив двигатель до значения 1500...2000 об/мин для дизельных моторов, и 2000...2500 об/мин для бензиновых, можно переключатся на следующую передачу.

									Лист
									28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190109.2016.921.00.00.ПЗ				

### 1.3 Описание экспериментальной коробки передач

#### 1.3.1 Данные патента на изобретение

Патент на изобретение №2235238 (рисунок 1.3.1).

Патентообладатель: Южно-Уральский государственный университет (RU).

Автор: Сергеев Владимир Михайлович (RU).

Заявка №2003105428.

Приоритет изобретения 25 февраля 2003 г. Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 27 августа 2004 г. Срок действия патента истекает 25 февраля 2023 г.



Рисунок 1.3.1 – Патент на изобретение

						190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			29

### 1.3.2 Описание изобретения

Экспериментальная коробка передач (рисунок 1.3.2). Изобретение относится к транспортному машиностроению, а именно к коробкам передач с неподвижными осями валов.

Коробка передач содержит ведущий вал 1 с муфтой 4 и двумя шестернями 5, 6, установленными на валу 1 с возможностью свободного вращения, промежуточный вал 10, закрепленные на нем шестерни 7-9, зацепленные с шестернями 5, 6 ведущего вала, полый ведомый вал 14 с зубчатыми колесами 11-13, постоянно зацепленными со всеми шестернями промежуточного вала 10, дополнительный вал 21 с паразитными шестернями 20, 23, дифференциал и муфты 15, 16. Ведомый вал соединен с корпусом 17 дифференциала. Шестерня 20 зацеплена с венцом 19 муфты 4, а шестерня 21 – с шестерней 7 промежуточного вала 10. Такая комбинация кинематической цепи обеспечивает шесть передач переднего хода. При помощи муфт 15, 16 можно обеспечить три передачи заднего хода.

Технический результат - увеличение числа передач, обеспечение передачи заднего хода, сокращение числа зубчатых зацеплений, снижение потерь на трение.

Изобретение относится к трансмиссиям автомобилей, а именно к механическим ступенчатым коробкам передач с неподвижными осями валов.

Известны трансмиссии автомобилей с поперечной установкой двигателя, объединяющую в себе коробку передач и главную передачу. Трансмиссия содержит три параллельных несоосных вала, расстояние между осями которых выбрано таким образом, чтобы вывести за радиальные габариты картера сцепления подшипниковый узел главной передачи. На первых двух валах расположены постоянно зацепленные друг с другом цилиндрические шестерни, которые на ведущем валу закреплены, а на ведомом могут свободно вращаться. Между шестернями ведомого вала расположены вращающиеся вместе с ним

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



муфты для соединения одной из шестерен с валом, а на конце вала закреплена шестерня главной передачи, зацепленная с зубчатым колесом, которое жестко связано с корпусом дифференциала и полым валом с проходящими внутри него выходными валами.

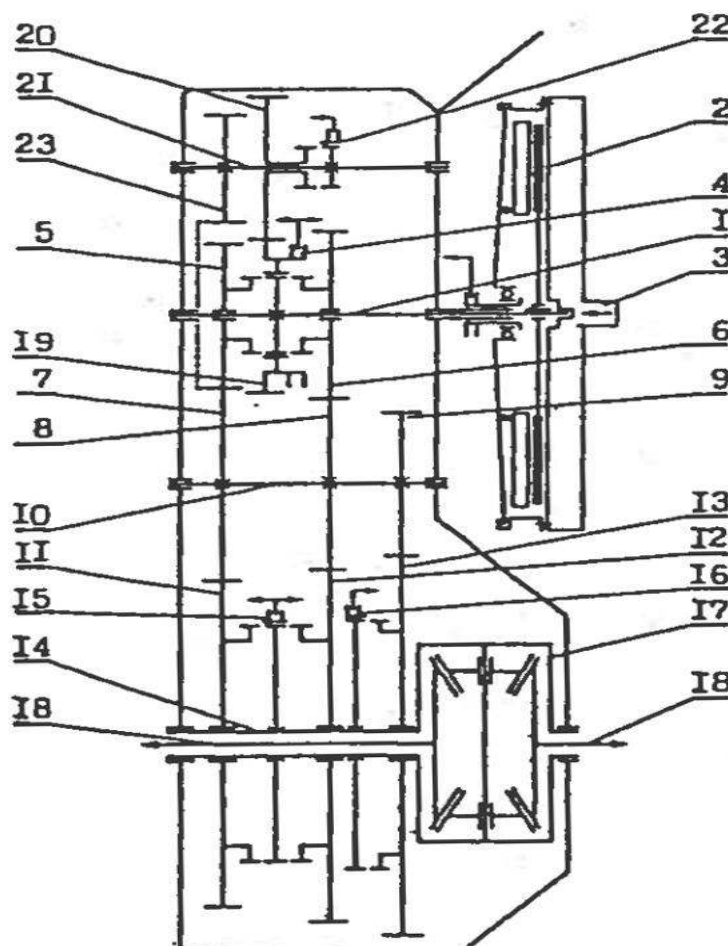


Рисунок 1.3.2 – Кинематическая схема экспериментальной коробки передач

Достоинством такой трансмиссии является передача момента на всех передачах вперед лишь через две пары шестерен, а также использование только цилиндрических зубчатых зацеплений, что обуславливает низкие механические потери и минимальное количество регулировок.

Недостатком служит низкая степень использования шестерен низких передач, которые лишь малую часть времени работы трансмиссии нагружены моментом. А это в свою очередь предполагает большое количество шестерен и

развитые осевые размеры всего моторно-трансмиссионного агрегата, что затрудняет его установку в пространстве между поворотными передними колесами, В то же время зубчатое зацепление главной передачи отличается высокой степенью загрузки, поскольку через него идет силовой поток на всех передачах. А это обуславливает развитые геометрические размеры передачи с целью обеспечения необходимой усталостной прочности.

Известны трансмиссии полноприводных автомобилей, в которых наряду с коробкой передач имеется раздаточная коробка, которая играет роль дополнительной коробки передач с ограниченным числом передач и обеспечивает разделение по ведущим мостам подводимого к ней силового. Такая коробка содержит три параллельных вала: ведущий с двумя шестернями с возможностью свободно вращаться и муфтой между ними для соединения одной из них с валом, промежуточный с двумя закрепленными на нем шестернями, зацепленными с шестернями ведущего вала, и ведомый полый вал, соединенный с зацепленным с одной из шестерен промежуточного вала зубчатым колесом и корпусом дифференциала, выходные полуваля которого проходят через этот вал.

Обусловленная наличием только двух рядов зубчатых зацеплений компактность коробки в продольном направлении при агрегатировании через сцепление с двигателем может обеспечить малые осевые размеры всего моторно-трансмиссионного агрегата. А разнесение на значительное расстояние осей ведущего и ведомого валов за счет промежуточного вала между ними позволяет вынести выходные валы за габариты картеров сцепления и двигателя и использовать ее как для привода левого и правого колес ведущей оси в случае поперечной установки двигателя, так и для привода мостов спереди и сзади полноприводного автомобиля при продольной установке двигателя. В последнем случае отпадает принципиальная потребность в дополнительной раздаточной коробке. Недостатком такой коробки передач является малое число передач, что наряду с отсутствием возможности реверсирования вращения выходного вала не позволяет использовать ее в качестве основной коробки передач.

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

Изобретение решает задачу увеличения числа передач и обеспечения передачи заднего хода.

Это достигается тем, что в коробке передач, содержащей ведущий вал с муфтой для соединения с ним одной из двух шестерен, установленных на валу с возможностью свободно вращаться, промежуточный вал с закрепленными на нем шестернями, зацепленными с шестернями ведущего вала, и полый ведомый вал с закрепленным на нем зубчатым колесом, зацепленным с одной из шестерен промежуточного вала и соединенным с корпусом дифференциала, один из выходных валов которого проходит через него, на ведомом валу установлены с возможностью свободного вращения зубчатые колеса, число которых равно количеству шестерен промежуточного и которые постоянно зацеплены с последними, при этом между зубчатыми колесами на ведомом валу размещены муфты для соединения одного из них с валом, кроме того, коробка передач снабжена дополнительным валом с паразитными шестернями с возможностью соединения друг с другом, причем одна из которых постоянно зацеплена с зубчатым венцом муфты ведущего вала, а другая - с шестерней промежуточного вала.

Муфта для соединения одного из зубчатых колес с ведомым валом может быть размещена на корпусе дифференциала.

Такая коробка передач объединяет в себе двухскоростную зубчатую передачу и многоскоростную главную передачу, которые имеют общий промежуточный вал. Благодаря этому можно получить число передач, равное удвоенному количеству скоростей главной передачи при ограниченном общем числе шестерен, что обуславливает высокую интенсивность их использования и равномерность износа, а также компактность и низкую материалоемкость коробки передач.

Наличие на ведущем валу только двух шестерен с муфтой между ними, расположение в плоскости с ними остальных зубчатых передач и размещение дополнительных зубчатых пар с дифференциалом со стороны двигателя позволяет

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

сократить расстояние между наружной торцевой стенкой коробки передач и плоскостью, по которой она стыкуется с двигателем, что в итоге определяет малые размеры всего моторно-трансмиссионного агрегата.

Коробка передач содержит ведущий вал 1, который с помощью сцепления 2 может соединяться с коленчатым валом двигателя 3. На валу закреплена муфта 4 для блокировки с ним одной из шестерен 5 и 6, которые могут свободно вращаться на валу и которые зацеплены с шестернями 7 и 8, жестко связанными вместе с шестерней 9 с промежуточным валом 10. Все шестерни промежуточного вала зацеплены с зубчатыми колесами 11, 12 и 13, установленными с возможностью свободного вращения на ведомом полом валу 14 и соединения с ним муфтами 15 и 16, размещенными между колесами. Ведомый вал 14 жестко связан с корпусом дифференциала 17, выходные валы которого 18 проходят через вал 14. Муфта 4 имеет зубчатый венец 19, которым она зацеплена с паразитной шестерней 20, установленной с возможностью свободно вращаться на дополнительном валу 21 и блокироваться муфтой 22 с шестерней 23, которая зацеплена в свою очередь с шестерней 7 промежуточного вала 10.

Коробка передач действует следующим образом: с помощью муфт 4, 15 и 16 при отключенной муфте 22 можно получить варианты соединения ведущего вала 1 с ведомым валом 14 через промежуточный вал 10 с помощью следующих шестерен и зубчатых колес: 5-7-9-13, 6-8-9-13, 5-7-8-12, 5-7-11, 6-8-12 и 6-8-7-11. Такие комбинации кинематической цепи обеспечивают шесть передач переднего хода. При установке муфты 4 в нейтральное положение и перемещении муфты 22 влево в кинематическую цепь между ведущим валом 1 и промежуточным валом 10 через зубчатый венец 19 включаются паразитные шестерни 20 и 23, в результате чего шестерни 7, 8, 9 и, соответственно, зубчатые колеса 11, 12 и 13 с ведомым валом 14 изменяют направление вращения. В этом случае при помощи муфт 15 и 16 можно обеспечить принципиально три передачи заднего хода.

Благодаря ограниченному числу зубчатых пар и их расположению в три ряда уменьшаются осевые размеры коробки передач. При этом ряд, включающий

									Лист
									34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190109.2016.921.00.00.ПЗ				

шестерни 9 и зубчатое колесо 13, не захватывает ведущий вал 1, что позволяет элементы привода сцепления 2 разместить над шестерней 9 и опорой промежуточного вала 10, тем самым дополнительно приблизить коробку передач к двигателю и сократить осевой габарит всего моторно-трансмиссионного агрегата. В еще большей степени уменьшить этот размер можно переносом муфты 16 на другую сторону зубчатого колеса 13 с установкой на корпусе дифференциала 17, что дает возможность сблизить между собой ряды зубчатых пар 6,8, 12 и 9, 13. дифференциал 17 в этом случае располагается за пределами окружных габаритов сцепления 2 и не определяет осевых размеров коробки передач.

В такой коробке передач используется десять шестерен и зубчатых колес (без дифференциала), что на семь меньше, чем в двухвальной коробке передач традиционной конструкции с аналогичным числом передач. Каждая зубчатая пара используется как минимум в двух передачах, что предполагает высокую интенсивность использования шестерен и равномерность их износа.

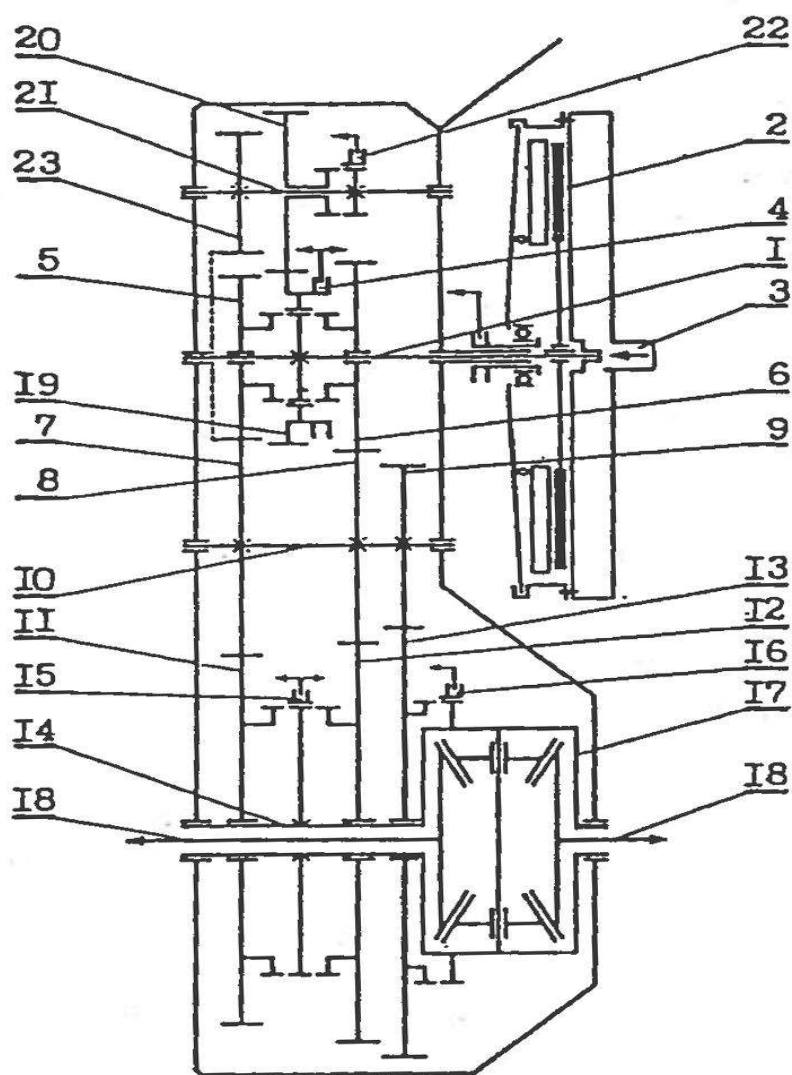
Таким образом, предлагаемое техническое решение позволяет упростить и снизить материалоемкость и стоимость конструкции трансмиссии, уменьшить размеры моторно-трансмиссионного агрегата, сократить число зубчатых зацеплений, повысить интенсивность их использования и снизить потери на трение.

### 1.3.3 Формула изобретения

Коробка передач, содержащая ведущий с муфтой для соединения с ним одной из двух шестерен, установленных на валу с возможностью свободно вращаться, промежуточный вал с закрепленными на нем шестернями, зацеплениями с шестернями ведущего вала, и полый ведомый вал с закрепленным на нем зубчатым колесом, зацепленным с одной из шестерен промежуточного вала и соединенным с корпусом дифференциала, один из выходных валов которого проходит через него, отличающаяся тем, что на ведомом валу

										Лист
										35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190109.2016.921.00.00.ПЗ					

установлены с возможностью вращения зубчатые колеса, число которых равно количеству шестерен промежуточного вала и которые постоянно зацеплены с последними, при этом между зубчатыми колесами на ведомом валу размещены муфты для соединения одного из них с валом, кроме того, коробка передач снабжена дополнительным валом с паразитными шестернями с возможностью соединения друг с другом, одна из которых постоянно зацеплена с зубчатым венцом муфты ведущего вала, а другая – с шестерней промежуточного вала.



Фиг. 2

Рисунок 1.3.3 – Кинематическая схема экспериментальной коробки передач с муфтой блокировки одного из зубчатых колес

#### 1.4 Технические характеристики автомобиля «ГАЗ - 27057»

Грузовой фургон ГАЗ – 2705 появился на российских дорогах в 1995 году, и практически сразу стал лидером своего сегмента. Автомобиль отличается высокой надежностью в эксплуатации, неприхотливостью в ремонте и обслуживании.

ГАЗ – 2705 имеет цельнометаллический кузов с обтекаемой лобовой частью. Длина фургона составляет 5500 мм, из которых 2900 мм приходится на колесную базу, 990 мм на передний свес и 1610 на задний свес. Ширина фургона без учета зеркал составляет 1966 мм. Высота автомобиля 2200 мм. Дорожный просвет составляет 170 мм для базовой версии и 190 мм для полно приводной версии.



Рисунок 1.4.1 – Автомобиль «ГАЗ - 27057»

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

Как и все «ГАЗели» фургоны ГАЗ – 27057 получили широкий спектр доступных моторов, среди которых наибольший успех получили четыре агрегата: три бензиновых и один дизельный.

- 1) Бензиновый атмосферный ЗМЗ – 40524 (Евро – 3, 4 цилиндра, рядный, 2,46 литра, 133л.с.)
- 2) Chrysler 2.4L-DONC (4 цилиндра, рядный, 2,43 литра, 16 клапанов, 150 л.с.)
- 3) УМЗ – 4216 (4 цилиндра, рядный 2,89 литра, с системой распределенного впрыска, 123 л.с.)
- 4) Дизельный ГАЗ – 5602 (турбированный, 4 цилиндра, рядный, 2,13 литра, 110 л.с.)

Фургон построен на базе рамного шасси с зависимой подвеской с продольными рессорами и телескопическими амортизаторами спереди и сзади.



Рисунок 1.4.2 – Внутреннее размещение автомобиля «ГАЗ 27057»

									Лист
									38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

190109.2016.921.00.00.ПЗ



## 1.5 Тяговый расчет

### 1.5.1 Исходные данные

- Грузовой коммерческий полноприводной автомобиль;
- пассажироместимость – 7 человек;
- используется на дорогах общей сети с асфальтобетонным покрытием;

Выбираемые параметры:

- прототип – ГАЗ – 27057;
- масса снаряженного автомобиля  $m_0 = 2180$  кг;
- максимальная скорость  $V_{\max} = 130$  км/ч;
- максимальный угол подъема, преодолеваемый автомобилем  $\alpha_{\max} = 30^\circ$ ;
- фактор обтекаемости  $kF = 0,6$  Н·с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>;
- распределение веса по осям автомобиля  $П/З = 59/41$ ;

### 1.5.2 Построение внешней скоростной характеристики

Внешняя скоростная характеристика может быть получена из решения следующей эмпирической формулы:

$$N_m = N_{\max} \left[ a \frac{n_m}{n_N} + b \left( \frac{n_m}{n_N} \right)^2 - c \left( \frac{n_m}{n_N} \right)^3 \right] \quad (1)$$

где  $N_m$  – текущее значение мощности, кВт;

$N_{\max}$  – максимальная мощность двигателя, кВт;

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

$n_N$  – максимальное значение числа оборотов вала двигателя, об/мин;

$a$ ,  $b$  и  $c$  – коэффициенты, характеризующие тип и конструкцию двигателя внутреннего сгорания;

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

Зададим в интервале от  $n_{\min}$  до  $n_{\max}$  ряд значений  $n_m$ , находим соответствующие значения  $N_m$  и строим кривую зависимости  $N_m = f(n_m)$ , а затем  $M_m = f(n_m)$ , имея ввиду, что:

$$M_m = \frac{30000N_m}{\pi \cdot n_m} = 9550 \frac{N_m}{n_m}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2)$$

Результаты расчета занесем в таблицу 1.5.1

Таблица 1.5.1 – Внешняя скоростная характеристика

n, поб/мин	N, кВт	M, Нм
800	14,90035	177,873
1000	19,06699	182,0898
1250	24,38254	186,2826
1500	29,72946	189,2775
1750	35,01365	191,0745
2000	40,14104	191,6735
2250	45,01755	191,0745
2500	49,54909	189,2775
2750	53,6416	186,2826
3000	57,20098	182,0898
3250	60,13316	176,699
3500	62,34405	170,1102
3750	63,73958	162,3235
4000	64,22566	153,3388
4250	63,70822	143,1561
4500	62,09317	131,7755
4600	61,11874	126,8878

По полученным данным строим внешнюю скоростную характеристику двигателя(Рисунок 1.5.1)

### 1.5.3 Определение передаточного числа главной передачи.

Так как в техническом задании определена максимальная скорость движения автомобиля, то передаточное число главной передачи определяется, исходя из соотношения:

$$i_0 = 0,376 \cdot \frac{r_k n_v}{i_{кв} i_{дв} V_{max}} \quad (3)$$

где  $i_0$  – передаточное число главной передачи;

$n_v$  – обороты коленчатого вала, соответствующие максимальной скорости автомобиля, об/мин;

$i_{кв}$  – передаточное число коробки передач на высшей передаче,  $i_{кв} = 0,83$ ;

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

$V_{max}$  – максимальная скорость движения, км/ч;

$$i_0 = 0,376 \frac{0,27195 \cdot 4600}{0,83 \cdot 130} = 5,125.$$

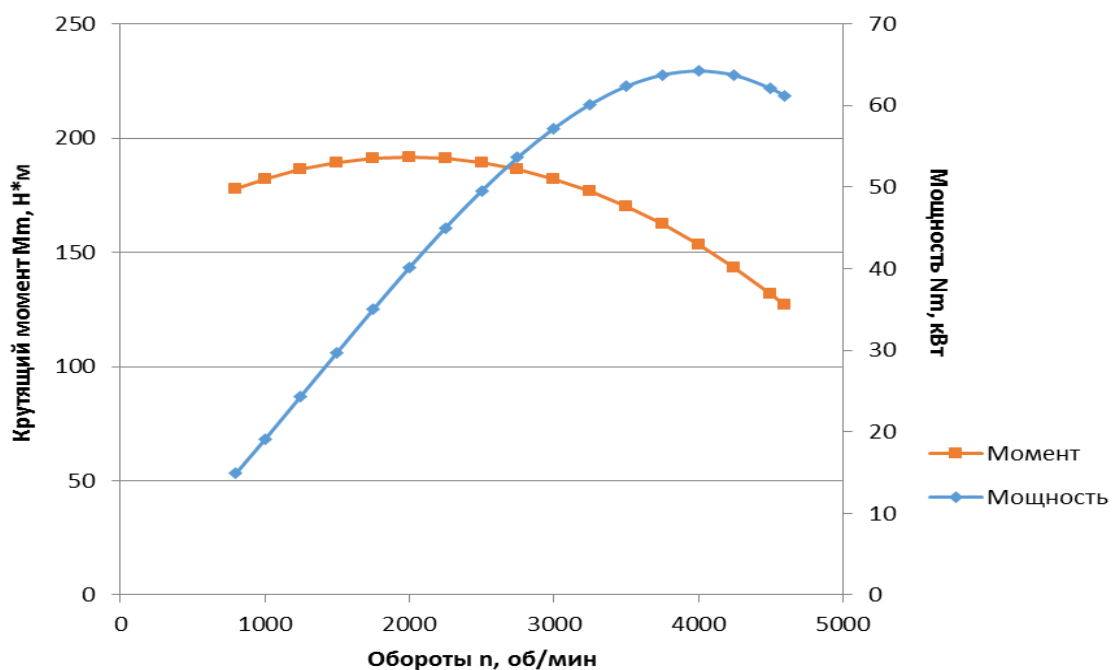


Рисунок 1.5.1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя.

#### 1.5.4 Определение передаточных чисел коробки передач.

Передаточное число первой передачи выбирают из условия преодоления максимального сопротивления дороги  $\Psi_{max}$  и отсутствия буксования ведущих колес при заданном значении коэффициента сцепления  $\varphi$ :

$$\frac{\Psi_{\max} G_a r_k}{M_{\max} \eta_{\text{тр}} i_0 i_{\text{дв}}} \leq i_{\text{кл}} \leq \frac{\varphi \cdot G_{\text{сц}} r_k}{M_{\max} \eta_{\text{тр}} i_0 i_{\text{дв}}} \quad (4)$$

где  $G_a$  – полный вес автомобиля, Н;

$G_{\text{сц}}$  – вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса, Н;

$r_k$  – радиус качения колеса с выбранной шиной, м;

$M_{\max}$  – максимальный крутящий момент, Н·м;

$\eta_{\text{тр}}$  – КПД трансмиссии;

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

$i_0$  – передаточное число главной передачи;

$\Psi_{\max} = 0,32 \dots 0,5$  – для легковых автомобилей;

$\varphi = 0,7 \dots 0,8$ ;

$G_{\text{сц}} = G_a$  – если все колеса ведущие;

Промежуточные передачи выбирают по геометрической прогрессии по формуле:

$$i_{\text{км}} = \sqrt[n-1]{i_{\text{кл}}^{n-m} \cdot i_{\text{кв}}^{m-1}} \quad (5)$$

где  $i_{\text{км}}$  – передаточное число промежуточной передачи;

$m$  – номер произвольной промежуточной передачи;

$n$  – номер расчетной высшей передачи;

Принимаем:  $i_1=3,38$ ;  $i_2=2,65$ ;  $i_3=2,07$ ;  $i_4=1,63$ ;  $i_5=1,27$ ;  $i_6=1$ ;

### 1.5.5 Тяговая и динамическая характеристика автомобиля.

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

а) сила тяги на колесе

$$P_k = \frac{M_m i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_d} \quad (6)$$

									Лист
									42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190109.2016.921.00.00.ПЗ				

где  $P_k$  – сила тяги на колесе, Н;

$i_{тр}$  – передаточное число трансмиссии при наличии коробки передач, дополнительной коробки и главной передачи,  $i_{тр} = i_k i_d i_0$ ;

$\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;

$M_m$  – текущее значение крутящего момента, Н·м;

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

б) скорость движения

$$V = 0,376 \frac{r_k n_m}{i_{тр}} \quad (7)$$

где  $V$  – скорость движения, км/ч;

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

в) сила сопротивления дороги

$$P_{\psi} = \Psi G_a \quad (8)$$

где  $P_{\psi}$  – сила сопротивления дороги, Н;

$G_a$  – полный вес автомобиля, Н;

$\Psi$  – коэффициент сопротивления дороги;

$$\Psi = f = f_0 (1 + k_1 V^2) \text{ при } \alpha = 0 \quad (9)$$

где  $f_0$  – табличное значение коэффициента сопротивления дороги;

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

$V$  – текущая скорость движения, км/ч;

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

г) сила сопротивления воздуха

$$P_w = \frac{kFV^2}{13} (1 + k_3 \Pi) \quad (10)$$

где  $P_w$  – сила сопротивления воздуха, Н;

$V$  – текущая скорость движения, км/ч;

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

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

$kF$  – фактор обтекаемости,  $H \cdot c^2/m^2$ ;  $kF = 0,6 \dots 0,7$ ;

д) Динамический фактор

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a} \quad (11)$$

где  $D$  – динамический фактор;

$P_k$  – сила тяги на колесе, Н;

$P_w$  – сила сопротивления воздуха, Н;

$G_a$  – полный вес автомобиля, Н;

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

$$\alpha = \arcsin \left( \frac{D - f \sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2} \right) \quad (12)$$

Вычисленные значения внесем в таблицу 1.5.2.

Строим графики зависимостей  $P_{\hat{e}} = f(V)$ ;  $P_w = f(V)$  (см. рис. 1.15);  $\psi = f(V)$  и  $D = f(V)$  (см. рис. 1.16).

Таблица 1.5.2 – Тяговая и динамическая характеристика автомобиля

Движение на 1 передаче								
поб/мин	V м/с	V км/ч	Pк Н	Pw Н	D	Ψ	α°	PΨ Н
800	1,477901	5,35	9400,736	1,3210385	0,274035	0,013519	15,12961	463,7127
1000	1,847376	6,6875	9623,598	2,0641226	0,280511	0,01353	15,51515	464,0854
1250	2,30922	8,359375	9845,194	3,2251916	0,286938	0,013547	15,89817	464,6679
1500	2,771064	10,03125	10003,48	4,6442758	0,291511	0,013568	16,1707	465,3797
1750	3,232907	11,70313	10098,45	6,3213755	0,294231	0,013592	16,33227	466,221
2000	3,694751	13,375	10130,1	8,2564904	0,295098	0,013621	16,38259	467,1918
2250	4,156595	15,04688	10098,45	10,449621	0,294111	0,013653	16,32158	468,2919
2500	4,618439	16,71875	10003,48	12,900766	0,29127	0,013689	16,14933	469,5215
2750	5,080283	18,39063	9845,194	15,609927	0,286577	0,013728	15,86615	470,8805
3000	5,542127	20,0625	9623,598	18,577103	0,28003	0,013772	15,47253	472,369
3250	6,003971	21,73438	9338,689	21,802295	0,271629	0,013819	14,96909	473,9868
3500	6,465815	23,40625	8990,467	25,285502	0,261376	0,01387	14,35663	475,7342
3750	6,927659	25,07813	8578,931	29,026724	0,249268	0,013925	13,63603	477,6109
4000	7,389503	26,75	8104,083	33,025962	0,235308	0,013983	12,80824	479,6171
4250	7,851347	28,42188	7565,921	37,283214	0,219494	0,014045	11,87423	481,7527
4500	8,313191	30,09375	6964,446	41,798483	0,201826	0,014111	10,83494	484,0177

Движение на 2 передаче								
поб/мин	V м/с	V км/ч	Pк Н	Pw Н	D	Ψ	α°	PΨ Н
800	1,885832	6,826711	7367,228	2,150953	0,214725	0,013531	11,62387	464,129
1000	2,35729	8,533389	7541,882	3,3608641	0,219782	0,013549	11,91966	464,7359
1250	2,946612	10,66674	7715,544	5,2513501	0,22479	0,013577	12,21236	465,6843
1500	3,535935	12,80008	7839,588	7,5619442	0,228339	0,013611	12,41919	466,8434
1750	4,125257	14,93343	7914,015	10,292646	0,230429	0,013651	12,53993	468,2132
2000	4,714579	17,06678	7938,824	13,443456	0,231061	0,013697	12,57447	469,7937
2250	5,303902	19,20012	7914,015	17,014374	0,230233	0,013749	12,52275	471,585
2500	5,893224	21,33347	7839,588	21,005401	0,227947	0,013807	12,38482	473,5871
2750	6,482547	23,46682	7715,544	25,416535	0,224202	0,013872	12,16084	475,7999
3000	7,071869	25,60017	7541,882	30,247777	0,218998	0,013942	11,85103	478,2234
3250	7,661191	27,73351	7318,603	35,499127	0,212335	0,014019	11,45568	480,8577
3500	8,250514	29,86686	7045,706	41,170585	0,204214	0,014102	10,97516	483,7027
3750	8,839836	32,00021	6723,191	47,262151	0,194634	0,014191	10,40989	486,7585
4000	9,429159	34,13355	6351,059	53,773826	0,183594	0,014286	9,760319	490,025
4250	10,01848	36,2669	5929,309	60,705608	0,171096	0,014388	9,026897	493,5022
4500	10,6078	38,40025	5457,941	68,057498	0,157139	0,014495	8,210083	497,1902
4600	10,84353	39,25359	5255,501	71,115884	0,151148	0,01454	7,860103	498,7244

599

Таблица 1.5.2 продолжение

Движение на 3 передаче								
поб/мин	V м/с	V км/ч	Pк Н	Pw Н	D	Ψ	α°	PΨ Н
800	2,40636	8,711025	5773,596	3,5022439	0,168224	0,013551	8,907971	464,8069
1000	3,007951	10,88878	5910,47	5,4722561	0,172157	0,01358	9,134996	465,7951
1250	3,759938	13,61098	6046,566	8,5504002	0,176035	0,013625	9,35805	467,3392
1500	4,511926	16,33317	6143,778	12,312576	0,17876	0,01368	9,513503	469,2264
1750	5,263913	19,05537	6202,105	16,758784	0,180331	0,013745	9,601257	471,4568
2000	6,015901	21,77756	6221,547	21,889024	0,180748	0,01382	9,621254	474,0304
2250	6,767889	24,49976	6202,105	27,703297	0,180012	0,013905	9,573478	476,947
2500	7,519876	27,22195	6143,778	34,201601	0,178122	0,014	9,457957	480,2068
2750	8,271864	29,94415	6046,566	41,383937	0,175078	0,014105	9,274762	483,8097
3000	9,023852	32,66634	5910,47	49,250305	0,170881	0,01422	9,024001	487,7558
3250	9,775839	35,38854	5735,489	57,800705	0,16553	0,014345	8,705822	492,045
3500	10,52783	38,11073	5521,623	67,035137	0,159026	0,01448	8,320399	496,6773
3750	11,27981	40,83293	5268,873	76,953601	0,151368	0,014625	7,867932	501,6528
4000	12,0318	43,55512	4977,238	87,556098	0,142556	0,014781	7,348638	506,9714
4250	12,78379	46,27732	4646,718	98,842626	0,132591	0,014946	6,762737	512,6332
4500	13,53578	48,99951	4277,314	110,81319	0,121472	0,015121	6,110448	518,638
4600	13,83657	50,08839	4118,664	115,79294	0,116702	0,015193	5,830989	521,1361
Движение на 4 передаче								
поб/мин	V м/с	V км/ч	Pк Н	Pw Н	D	Ψ	α°	PΨ Н
800	3,070566	11,11545	4524,688	5,7024548	0,131749	0,013583	6,792238	465,9106
1000	3,838207	13,89431	4631,955	8,9100856	0,134783	0,01363	6,964929	467,5196
1250	4,797759	17,36789	4738,611	13,922009	0,137746	0,013704	7,132108	470,0338
1500	5,757311	20,84147	4814,795	20,047693	0,139789	0,013793	7,245133	473,1067
1750	6,716863	24,31504	4860,505	27,287137	0,14091	0,013899	7,303959	476,7383
2000	7,676414	27,78862	4875,742	35,640342	0,141111	0,014021	7,30856	480,9285
2250	8,635966	31,2622	4860,505	45,107308	0,140391	0,01416	7,258933	485,6775
2500	9,595518	34,73578	4814,795	55,688035	0,138749	0,014314	7,155094	490,9852
2750	10,55507	38,20935	4738,611	67,382522	0,136187	0,014485	6,99708	496,8516
3000	11,51462	41,68293	4631,955	80,19077	0,132704	0,014673	6,784948	503,2767
3250	12,47417	45,15651	4494,824	94,112779	0,128301	0,014876	6,518771	510,2605
3500	13,43373	48,63009	4327,221	109,14855	0,122976	0,015096	6,198639	517,803
3750	14,39328	52,10366	4129,144	125,29808	0,11673	0,015332	5,82465	525,9042
4000	15,35283	55,57724	3900,593	142,56137	0,109564	0,015585	5,396911	534,5641
4250	16,31238	59,05082	3641,57	160,93842	0,101476	0,015854	4,915531	543,7827
4500	17,27193	62,5244	3352,072	180,42923	0,092468	0,016139	4,380616	553,5601
4600	17,65575	63,91383	3227,741	188,53741	0,088607	0,016257	4,151683	557,6274

									Лист
									46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190109.2016.921.00.00.ПЗ				



Таблица 1.5.2 продолжение

Движение на 5 передаче								
поб/мин	V м/с	V км/ч	Pк Н	Pw Н	D	Ψ	α°	PΨ Н
800	3,918106	14,18354	3545,936	9,284902	0,103109	0,013636	5,136852	467,7077
1000	4,897632	17,72943	3629,999	14,50766	0,105408	0,013712	5,264886	470,3276
1250	6,12204	22,16178	3713,585	22,66822	0,107607	0,013832	5,384748	474,4212
1500	7,346448	26,59414	3773,289	32,64223	0,109057	0,013977	5,459939	479,4246
1750	8,570856	31,0265	3809,111	44,42971	0,109757	0,01415	5,490438	485,3376
2000	9,795264	35,45886	3821,052	58,03064	0,109709	0,014349	5,476235	492,1603
2250	11,01967	39,89121	3809,111	73,44502	0,108912	0,014574	5,41733	499,8928
2500	12,24408	44,32357	3773,289	90,67287	0,107365	0,014826	5,313737	508,5349
2750	13,46849	48,75593	3713,585	109,7142	0,105069	0,015105	5,165477	518,0867
3000	14,6929	53,18828	3629,999	130,5689	0,102024	0,01541	4,972581	528,5483
3250	15,9173	57,62064	3522,532	153,2371	0,09823	0,015741	4,73509	539,9195
3500	17,14171	62,053	3391,184	177,7188	0,093687	0,016099	4,453051	552,2004
3750	18,36612	66,48535	3235,953	204,014	0,088395	0,016484	4,126516	565,3911
4000	19,59053	70,91771	3056,842	232,1225	0,082353	0,016895	3,755541	579,4914
4250	20,81494	75,35007	2853,848	262,0446	0,075563	0,017332	3,340179	594,5014
4500	22,03934	79,78243	2626,973	293,7801	0,068023	0,017797	2,880485	610,4211
4600	22,52911	81,55537	2529,536	306,9821	0,064798	0,01799	2,684205	617,0437

Движение на 6 передаче								
поб/мин	V м/с	V км/ч	Pк Н	Pw Н	D	Ψ	α°	PΨ Н
800	4,999584	18,09849	2778,902	15,11795	0,080577	0,013721	3,835455	470,6337
1000	6,24948	22,62312	2844,781	23,62179	0,08225	0,013845	3,924481	474,8996
1250	7,81185	28,2789	2910,286	36,90905	0,083772	0,01404	4,000861	481,565
1500	9,37422	33,93468	2957,075	53,14903	0,084663	0,014277	4,038449	489,7115
1750	10,93659	39,59046	2985,148	72,34173	0,084921	0,014558	4,037237	499,3393
2000	12,49896	45,24624	2994,506	94,48716	0,084549	0,014882	3,997222	510,4483
2250	14,06133	50,90201	2985,148	119,5853	0,083544	0,015249	3,918409	523,0385
2500	15,6237	56,55779	2957,075	147,6362	0,081908	0,015659	3,800808	537,1098
2750	17,18607	62,21357	2910,286	178,6398	0,07964	0,016113	3,644433	552,6624
3000	18,74844	67,86935	2844,781	212,5961	0,07674	0,016609	3,449305	569,6962
3250	20,31081	73,52513	2760,56	249,5052	0,073209	0,017149	3,215449	588,2111
3500	21,87318	79,18091	2657,624	289,3669	0,069045	0,017732	2,942892	608,2073
3750	23,43555	84,83669	2535,972	332,1814	0,06425	0,018358	2,631664	629,6847
4000	24,99792	90,49247	2395,605	377,9486	0,058824	0,019027	2,281795	652,6432
4250	26,56029	96,14825	2236,522	426,6686	0,052765	0,01974	1,893316	677,083
4500	28,12266	101,804	2058,723	478,3412	0,046075	0,020496	1,466252	703,0039
4600	28,74761	104,0663	1982,363	499,8371	0,043222	0,02081	1,284627	713,787

					190109.2016.921.00.00.ПЗ				Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					47

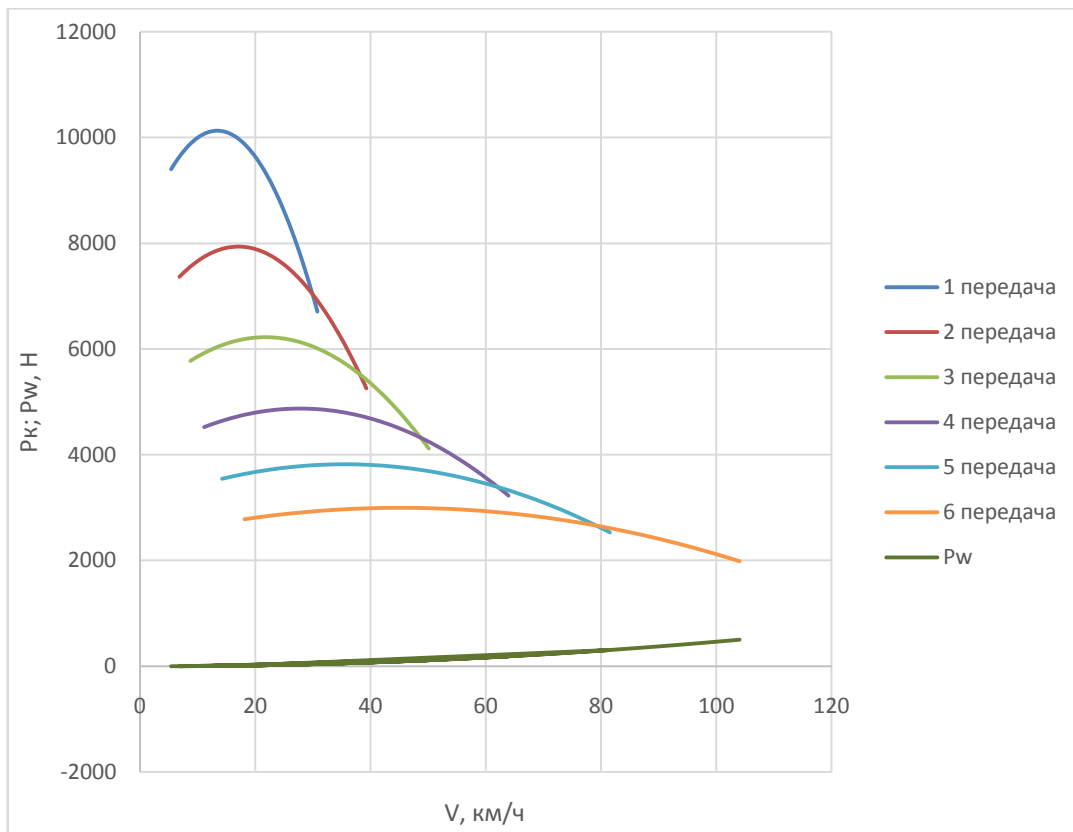


Рисунок 1.15 – Тяговый баланс автомобиля

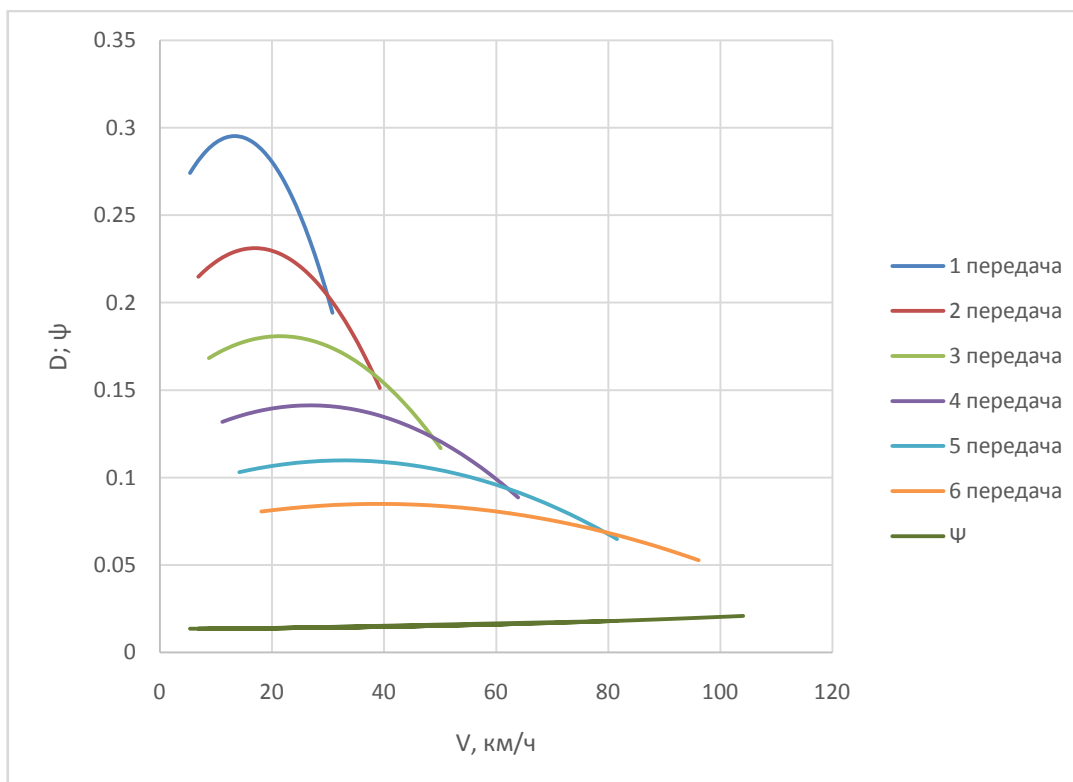


Рисунок 1.16 – Динамический баланс автомобиля

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190109.2016.921.00.00.ПЗ

## 1.6 Разработка расчетной кинематической схемы.

На основании кинематической схемы коробки передач описанной в патенте (Рисунок 1.17) и проведенному обзору существующих конструкций коробок передач необходимо разработать индивидуальную расчетную кинематическую схему.

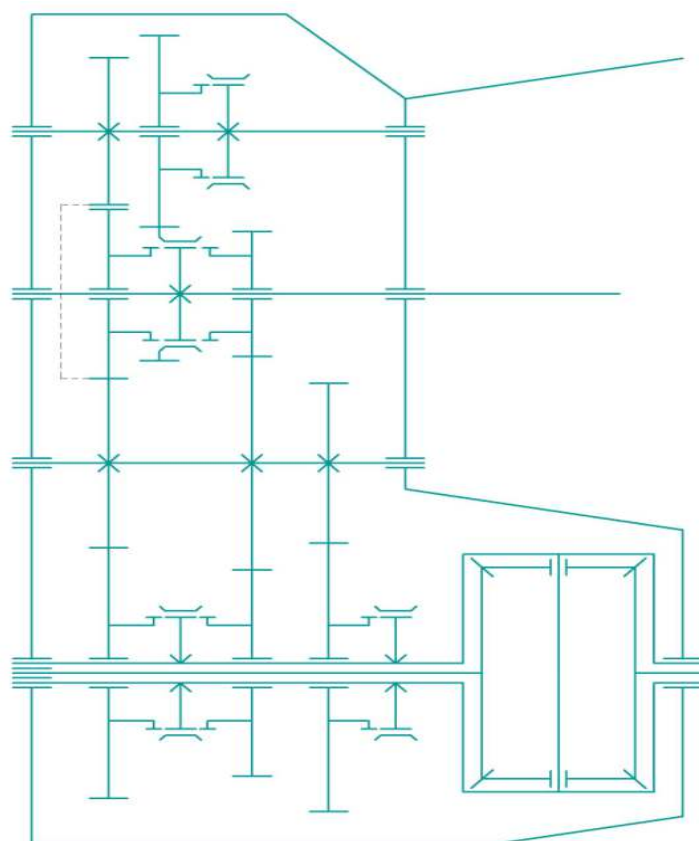


Рисунок 1.6.1 – Исходная кинематическая схема согласно патенту

Автомобиль ГАЗ – 27057, полноприводный, грузовой, имеет пятиступенчатую трехвальную коробку передач в связке с раздаточной коробкой, в которой, поток мощности расходится на переднюю и заднюю оси. В следствии такой компоновки, имеют место потери на трение, по мимо потерь в самой коробки передач, возникают еще потери в раздаточной коробке. Разрабатываемая коробка передач позволяет исключить раздаточную коробку из трансмиссии, так как сама коробка имеет выход потока мощности в две стороны.

В тяговом расчете посчитанном по данным автомобиля ГАЗ – 27057 были определены количество и значения передаточных чисел коробки передач.

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

Исходная кинематическая схема позволяет реализовать до девяти передач, а также три передачи заднего хода. Но исходя из назначения автомобиля в дальнейшем в расчете будем считать шесть передач. Поэтому разработанная кинематическая схема будет отличаться от исходной (Рисунок 1.18).

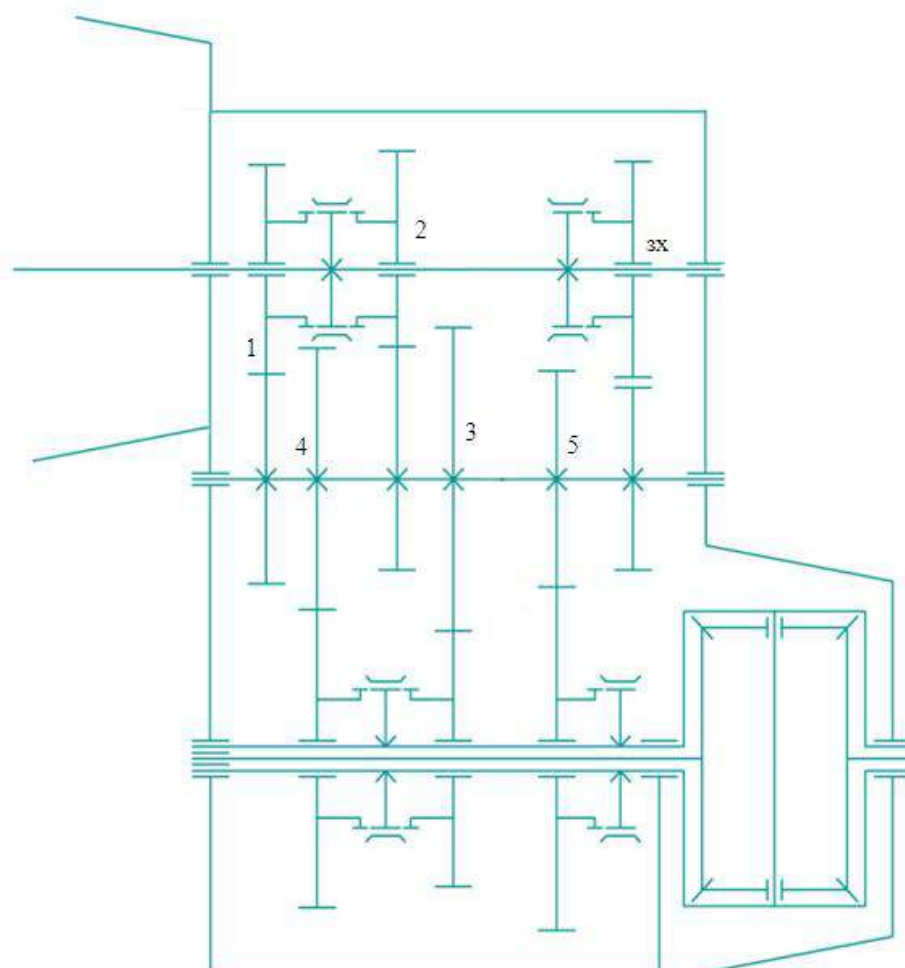


Рисунок 1.6.2 – Разработанная кинематическая схема.

Принцип работы разработанной коробки передач:

- 1 передача – зацепление 1 и зацепление 3, передаточное число 3,38;
- 2 передача – зацепление 1 и зацепление 4, передаточное число 2,66;
- 3 передача – зацепление 1 и зацепление 5, передаточное число 2,07;

						190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			50

- 4 передача – зацепление 2 и зацепление 3, передаточное число 1,66;
- 5 передача – зацепление 2 и зацепление 4, передаточное число 1,27;
- 6 передача – зацепление 2 и зацепление 5, передаточное число 1;
- Задний ход – зацепление зх и зацепление 3, передаточное число 3,95;

## 1.7 Общий расчет экспериментальной коробки передач

### 1.7.1 Общие сведения о зубчатых передачах

Назначение коробки передач – изменять крутящий момент, подводимый к ведущим колесам, и направление вращения колес (задний ход). Кроме того, коробка передач позволяет разобщать коленчатый вал двигателя с карданным валом (а значит и с ведущими колесами) при работе двигателя на холостом ходу (при запуске, прогреве, движении накатом и т.д.).

Чаще всего применяют коробки передач с зубчатыми передачами. Это обусловлено рядом преимуществ зубчатых передач по отношению к другим видам передач.

Основные преимущества зубчатых передач [17]:

- высокая нагрузочная способность и, как следствие, малые габариты;
- большая долговечность и надежность работы;
- высокий КПД (до 0,97-0,98 в одной ступени);
- постоянство передаточного отношения (отсутствие проскальзывания);
- возможность применения в большом диапазоне скоростей, мощностей и передаточных отношений;

Недостатки зубчатых передач:

- повышенные требования к точности изготовления;
- шум при больших скоростях;
- высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки;

									Лист
									51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190109.2016.921.00.00.ПЗ				

### 1.7.2 Классификация зубчатых передач

Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес [17].

По расположению осей валов различают:

- передачи с параллельными осями;
- с цилиндрическими колесами внешнего зацепления;
- с цилиндрическими колесами внутреннего зацепления;
- передачи с пересекающимися осями;
- передачи со скрещивающимися осями;

По расположению зубьев на колесах:

- прямозубые;
- косозубые;
- шевронные;
- с криволинейными зубьями.

По форме профиля зуба различают:

- эвольвентные;
- круговые.

По изменению частоты вращения валов:

- понижающие;
- повышающие.

По форме поверхности, на которой нарезаны зубья:

- цилиндрические;

### 1.7.3 Материалы и термообработка зубчатых колес

Материал зубчатых колес должен обеспечить высокую сопротивляемость выкрашиванию поверхностных слоев зубьев [32]. Этим требованиям отвечают термически обрабатываемые углеродистые и легированные стали.

Нагрузочная способность редукторов обычно ограничивается контактной прочностью. Допускаемые контактные напряжения на зубьях пропорциональны

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

твёрдости материалов, а несущая способность передач пропорциональна квадрату твёрдости. Это указывает на целесообразность применения для зубчатых колес сталей, закаливаемых до высокой твёрдости.

Среди различных видов термообработок наибольшую твёрдость обеспечивают химико-термические упрочнения. Из нескольких вариантов (цементация, азотирование, нитроцементация, объёмная закалка и поверхностная закалка) выбираем нитроцементацию.

Нитроцементация — насыщение поверхностных слоёв зубьев углеродом и азотом в газовой среде с последующей закалкой и низким отпуском. При этом по сравнению с цементацией сокращаются длительность и стоимость процесса, упрочняется тонкий поверхностный слой (0,3...0,8 мм) до 56...60 HRC, коробление уменьшается, что позволяет избавиться от последующего шлифования. Нитроцементация удобна в массовом производстве и получила поэтому широкое распространение, материал — сталь 20X2H4A[10].

#### 1.7.4 Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев

Допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{Hj}$ , МПа, вычисляются отдельно для шестерни и колеса каждой из рассчитываемых передач по формуле:

$$\sigma_{Hj} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{Hlimj}}{S_{Hmin}} \cdot Z_{Nj} \quad (13)$$

Где  $j$ – обозначение шестерни или колеса;

$j= 1$  – индекс шестерни;

$j= 2$  – индекс колеса;

$\sigma_{Hlimj}$  – предел контактной выносливости поверхностей зубьев шестерни и колеса, соответствующие базовому числу циклов напряжений:

$$\sigma_{Hlimj} = (1288...1380)\text{МПа};$$

$S_{Hmin}$  –минимальный коэффициент запаса прочности,  $S_{Hmin} = 1,2$ ;

$Z_{Nj}$ – коэффициенты долговечности для шестерни и колеса.

									Лист
									53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190109.2016.921.00.00.ПЗ				

$Z_{Nj}$  определяется по формуле:

$$Z_{Nj} = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlimj}}{N_{HEj}}} \quad (14)$$

Где  $N_{Hlimj}$  – базовое число циклов контактных напряжений шестерни и колеса определяемое в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев;

$N_{Hlimj} = 120 \cdot 10^6$  – для зубчатых колес на входном валу,  $N_{Hlimj} = 100 \cdot 10^6$  – для остальных зубчатых колес;

$N_{HE}$  – эквивалентное число циклов контактных напряжений на зубьях шестерни или колеса, определяемое в зависимости от режима нагружения и продолжительности работы привода;

$q_H$  – показатель степени;  $q_H = 6$  при  $N_{HEj} \leq N_{Hlimj}$ ;  $q_H = 20$  при  $N_{HEj} \geq N_{Hlimj}$ .

Полученные после вычислений результаты сводим в таблицу 1.7.1.

Таблица 1.7.1 – Результаты расчета допустимых контактных напряжений

Зубчатые колеса:		$\sigma_{HPj}$ , МПа	$Z_N$	$N_{HE}$
на первичном валу		974,556	0,94164	$332,88 \cdot 10^6$
заднего хода	1	1284,52	1,24108	$27,365 \cdot 10^6$
	2	1202,95	1,23546	$29,89 \cdot 10^6$
	3	1166,58	1,12714	$48,766 \cdot 10^6$
на промежуточном валу	1	982,0701	0,94886	$285,73 \cdot 10^6$
	2	943,06	0,91117	$642,62 \cdot 10^6$
	3	912,155	0,88131	$1251,42 \cdot 10^6$
	4	968,67	0,93585	$376,6 \cdot 10^6$
	5	953,05	0,92083	$520,53 \cdot 10^6$
на выходном валу	3	1000,5	0,96667	$196,67 \cdot 10^6$
	4	988,4	0,95498	$251,23 \cdot 10^6$
	5	976,27	0,94326	$321,62 \cdot 10^6$



### 1.7.5 Допускаемые предельные контактные напряжения

Допускаемые предельные контактные напряжения, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев при пиковых перегрузках кратковременного действия определяются по формуле:

$$\sigma_{HPmax} = 44 \cdot H_{HRC} \quad (15)$$

Значения твердости поверхности зубьев  $H_{HRC}$  для стали 20X2H4A равны 56...60HRC. Выбираем среднее значение равное 58. Подставляя значения твердости получаем:

$$\sigma_{HPmax} = 44 \cdot 58 = 2552, \text{ МПа}$$

### 1.7.6 Допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость по изгибу

Допускаемые напряжения изгиба  $\sigma_{FPj}$ , МПа, не вызывающие усталостного разрушения материала, определяются как для шестерни, так и для колеса каждой из рассчитываемых передач:

$$\sigma_{FPj} = \frac{\sigma_{Flimbj}}{S_{Fminj}} \cdot Y_{Nj} \cdot Y_A \quad (16)$$

Где  $\sigma_{Flimbj}$  – предел выносливости материала шестерни или колеса при изгибе, соответствующий базовому числу циклов, установленному для отнулевого цикла напряжений; для выбранной стали 20X2H4A [10] предел выносливости  $\sigma_{Flimbj} = 780$  МПа;

$S_{Fminj}$  – минимальный коэффициент запаса прочности,  $S_{Fminj} = 1,7$ ;

$Y_{Nj}$  – коэффициент долговечности, вычисляемый отдельно для шестерни и колеса по формуле:

$$Y_{Nj} = \sqrt[q_F]{\frac{N_{Flim}}{N_{FEj}}} \quad (17)$$

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

Где  $q_F$  – показатель степени, для зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью и независимо от твердости и термообработки их зубьев  $q_F = 6$ ;

$N_{Flim}$  – базовое число циклов напряжений изгиба, соответствующее перегибу кривой усталости,  $N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$ ;

$N_{FEj}$  – эквивалентное число циклов напряжений изгиба на зубьях шестерни или колеса, определяемое в зависимости от режима нагружения и продолжительности работы привода;

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки на зубьях,  $Y_A = 1,0$ .

Полученные после расчетов результаты сводим в таблицу 1.7.2.

Таблица 1.7.2 – Допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость по изгибу

Зубчатые колеса:		$\sigma_{FPj}$ , МПа	$Y_N$	$N_{FE}$
на первичном валу		387,888	0,54951	$145,28 \cdot 10^6$
задний ход	1	507,622	0,86295	$9,985 \cdot 10^6$
	2	459,481	0,78111	$17,61 \cdot 10^6$
	3	599,396	1,01897	$3,573 \cdot 10^6$
на промежуточном валу	1	410,262	0,5812	$103,773 \cdot 10^6$
	2	347,612	0,49245	$280,467 \cdot 10^6$
	3	311,0669	0,44068	$546,17 \cdot 10^6$
	4	410,2622	0,5812	$103,77 \cdot 10^6$
	5	347,612	0,49245	$280,467 \cdot 10^6$
на выходном валу	3	453,983	0,64314	$565,213 \cdot 10^6$
	4	406,517	0,5759	$109,64 \cdot 10^6$
	5	384,453	0,5446	$153,247 \cdot 10^6$

### 1.7.7 Разделение передаточных чисел по ступеням

Полученные в тяговом расчете значения передаточных чисел необходимо поделить по ступеням. Составив систему уравнений и произведя расчеты, получаем, что зубчатая передача 2 отличается от 1 в 0,48 раз, зубчатая передача 3 отличается от 1 в 0,62 раз, зубчатая передача 5 отличается от 4 в 0,76 раз.

Передача заднего хода имеет расчетное передаточное число 3,95 и разбиение по передаточным числам в ней равно 1,1 и 2,464.

Полученные передаточные числа зубчатых передач приводятся в таблице 1.7.3.

Таблица 1.7.3 – Передаточные числа передач

Значения передаточных чисел зубчатых передач			Номера зубчатых передач		
			1	2	ЗХ
			2,33	1,14	2,7104
Номера зубчатых передач	3	1,46	3,4	1,66	3.95
	4	1.14	2.66	1,3	3,08
	5	0,875	2,04	1	2,4

В итоге получаем шесть ступеней для движения вперед и три назад. Но для практического применения достаточно одной передачи заднего хода, поэтому использоваться будет только та, значение передаточного отношения которой наибольшее.

#### 1.7.8 Расчет зубчатых передач

Цель расчета – определение основных геометрических размеров зубчатых колес из условия предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев.

Алгоритм расчета:

- выбор коэффициента ширины зубчатого венца  $\psi_{bd}$  в долях диаметра шестерни, в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев и расположения опор [32];
- определяют коэффициент ширины зубчатого венца  $\psi_{ba}$  в долях межосевого расстояния;
- выбирается коэффициент  $K_{H\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете на контактную выносливость активных поверхностей зубьев;

- определяется межосевое расстояние  $a_w$ , которое округляется до ближайшего большего значения по ГОСТ 2185-66 [12];
- определяется ширина зубчатых венцов  $b_1$  и  $b_2$ ;
- выбирается модель зацепления  $m_n$  и угол наклона зубьев  $\beta$ ;
- определяется число зубьев зубчатых колес  $Z_1$  и  $Z_2$ ;
- уточняется передаточное число  $u$  и угол наклона зубьев  $\beta$ ;
- вычисляются геометрические размеры зубчатых колес:
- делительные (начальные) диаметры  $d_1$  и  $d_2$ ;
- диаметры вершин зубьев  $d_{a1}$  и  $d_{a2}$ ;
- диаметры впадин зубьев  $d_{f1}$  и  $d_{f2}$ ;

Результаты вычислений приведены в таблице 1.7.4.

Таблица 1.7.4 – Геометрические размеры зубчатых передач

Параметры	Номера зубчатых передач						
	1	2	3	4	5	3X	
						1	2
$a_w$ , мм	125		160			70	130
$b_1$ , мм	40	37	41	46	53	22	20
$b_2$ , мм	38	35	39	44	51	20	18
$m_n$	2	2	3	3	3	4	
$Z_1$	36	57	42	48	55	16	17
$Z_2$	84	65	61	55	48	17	42
$u$	2,33	1,14	1,452	1,15	0,873	1,062	2,47
$\beta$ , град	15,3588	15,3588	17,0107	12,8385	17,6124	15,3588	
$d_1$ , мм	75,074	117,715	130,44	149,079	170,82	55,25	73,75
$d_2$ , мм	174,926	133,285	189,56	170,921	149,18	73,75	176,25
$d_{a1}$ , мм	79,074	121,715	136,44	155,079	176,82	74,25	81,75
$d_{a2}$ , мм	178,926	137,285	195,56	176,921	155,18	81,75	192,25
$d_{f1}$ , мм	70,074	112,715	122,94	141,579	163,32	56,25	63,75
$d_{f2}$ , мм	169,926	128,285	182,06	163,421	141,68	63,75	176,25

Полученные уточненные передаточные числа зубчатых передач приводятся в таблице 1.7.5.

Таблица 1.7.5 – Уточненные передаточные числа передач

Значения передаточных чисел зубчатых передач			Номера зубчатых передач		
			1	2	3X
			2,33	1,14	2,623
Номера зубчатых передач	3	1,452	3,383	1,655	3,8
	4	1,15	3,679	1,322	—
	5	0,873	2,034	0,995	—

## 1.8 Проверочные расчеты зубчатых передач и определение геометрических размеров

### 1.8.1 Проверочный расчет зубчатых передач на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

Цель расчета – определение фактических напряжений в контакте для проверки условия прочности.

Алгоритм расчета:

- уточнение коэффициента ширины зубчатого венца  $\psi_{bd}$  [32];
- уточнение коэффициента  $K_{H\beta}$ ;
- определяется окружная скорость в зацеплении  $V$ ;
- выбор степени точности передачи в зависимости от окружной скорости в зацеплении;
- определяются коэффициенты перекрытия:
- торцового перекрытия  $\epsilon_\alpha$ ;
- осевого перекрытия  $\epsilon_\beta$ ;
- суммарный коэффициент перекрытия  $\epsilon_\gamma$  ;
- определяется коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

- определяется расчетная окружная сила  $w_{Ht}$ ;
- определяется коэффициент  $Z_\epsilon$ , учитывающий суммарную длину контактных линий;
- рассчитываются контактные напряжения  $\sigma_H$ , которые должны быть меньше или равны допускаемым контактным напряжениям, рассчитанным ранее;

При невыполнении условия прочности следует увеличить ширину зубчатых венцов и повторить расчеты. При значительной перегрузке передачи (более 10%) более эффективным мероприятием является увеличение межосевого расстояния и последующий повтор расчетов.

Результаты проверочного расчета на контактную выносливость активных поверхностей зубьев приведены в таблице 1.8.1.

Таблица 1.8.1 – Данные проверочного расчета на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

Параметры	Номера зубчатых передач						
	1	2	3	4	5	3X	
						1	2
$\psi_{bd}$	0,506	0,279	0,298	0,295	0,298	0,301	0,244
$K_{H\beta}$	1,05	1	1,02	1,04	1,01	1,1	1,1
$V, \text{ м/с}$	7,857	12,32	11,97	13,68	15,68	6,93	6,77
$\epsilon_\alpha$	1,66	1,64	1,66	1,67	1,69	1,52	1,49
$\epsilon_\beta$	1,56	1,442	1,068	1,205	1,397	0,412	0,370
$\epsilon_\gamma$	3,22	3,08	2,67	2,87	3,09	1,93	1,86
$K_{HV}$	1,048	1,155	1,082	1,135	1,211	1,13	1,105
$w_{Ht}, \text{ Н/мм}$	165,63	119,304	208,91	162,03	136,43	294,32	338,13
$Z_\epsilon$	0,776	0,775	0,776	0,777	0,778	0,810	0,813
$\sigma_{HP}$	982,07	943,06	912,15	968,67	953,05	1202,95	1166,58
$\sigma_H$	976,46	943,055	910,911	964,59	943,5	1202,6	1020,8

## 1.8.2 Проверочный расчет на выносливость зубьев по изгибу

Цель расчета – предотвращение усталостного излома зубьев у основания вследствие действия переменных напряжений изгиба.

Алгоритм расчета:

- определение коэффициента  $K_{F\beta}$ , учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе, находится в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$ , твердости и расположения зубчатых колес относительно опор;
- определение коэффициента  $K_{F\alpha}$ , учитывающего распределение нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления;
- определение коэффициента  $K_{FV}$ , учитывающего динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;
- определение удельной окружной силы  $w_{Ft}$ ;
- определение коэффициентов  $Y_{FS1}$  и  $Y_{FS2}$ , учитывающих форму зубьев и концентрацию напряжений;
- определение коэффициента  $Y_\epsilon$ , учитывающего перекрытие зубьев;
- определение коэффициента  $Y_\beta$ , учитывающего наклон зуба;
- рассчитываются напряжения изгиба на переходной поверхности зуба  $\sigma_F$ , которые должны быть меньше или равны допускаемым напряжениям  $\sigma_{FR}$ ;

При невыполнении условия прочности следует увеличить модуль зацепления и повторить расчет.

Результаты проверочного расчета на выносливость зубьев по изгибу приведены в таблице 1.8.2.

					190109.2016.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

Таблица 1.8.2 – Данные проверочного расчета на выносливость зубьев по изгибу

Параметры	Номера зубчатых передач						
	1	2	3	4	5	3X	
						1	2
$K_{F\beta}$	1,15	1,05	1,05	1,05	1,05	1,08	1,05
$K_{F\alpha}$	1,12	1,11	1,1	1,1	1,11	1	1
$K_{FV}$	1,064	1,179	1,123	1,155	1,238	1,154	1,141
$w_{Ft},$ Н/мм	436,749	470,845	296,074	591,169	584,827	316,88	360,61
$Y_{FS1}$	4,3	3,82	4,07	3,9	3,8	4,3	4,3
$Y_{FS2}$	3,67	3,8	3,74	3,65	3,7	4,3	3,7
$Y_{\varepsilon}$	0,728	0,7051	0,712	0,721	0,703	0,79	0,731
$Y_{\beta}$	0,9698	0,983	0,981	0,958	0,9786	0,95	0,957
$\sigma_{FP1}$	323,240	323,240	323,240	323,240	289,677	507,62	459,48
$\sigma_{FP2}$	341,885	289,677	259,222	341,885	338,764	459,48	599,4
$\sigma_{F1}$	265,159	249,249	168,278	265,531	254,882	204,7	216,9
$\sigma_{F2}$	226,31	247,944	154,634	248,51	248,174	204,7	186,64

### 1.8.3 Силы в зацеплении зубчатых передач

В косозубой передаче нормальную силу  $F_n$  раскладывают на три составляющие:

- окружная сила  $F_t$ ;
- радиальная сила  $F_r$ ;
- осевая сила  $F_a$ ;

Наличие в зацеплении осевых сил, которые дополнительно нагружают опоры валов, является недостатком косозубых колес.

Рассчитанные значения сил в зацеплении представлены в таблице 1.8.3.



Таблица 1.8.3 – Силы в зацеплении зубчатых передач

Силы в зацеплении	Номера зубчатых передач						
	1	2	3	4	5	3X	
						1	2
$F_t, \text{ Н}$	5106,96	3257,02	6711,55	5872,42	5125,02	5787,76	5200,05
$F_r, \text{ Н}$	1924,35	1227,27	2528,97	2212,78	1931,15	2180,65	1959,424
$F_a, \text{ Н}$	1368,4	872,71	1798,35	1573,24	1373,24	1550,66	1393,34

#### 1.8.4 Определение длин участков входного вала

Длина участков вала определяется исходя из ширины зубчатых венцов шестерен, ширины подшипников, ширины синхронизаторов, а также расстояниями между ними (Рисунок 1.8.1). Для расчета диаметра вала необходимо определить длины участков валов между центрами зубчатых венцов и подшипников.

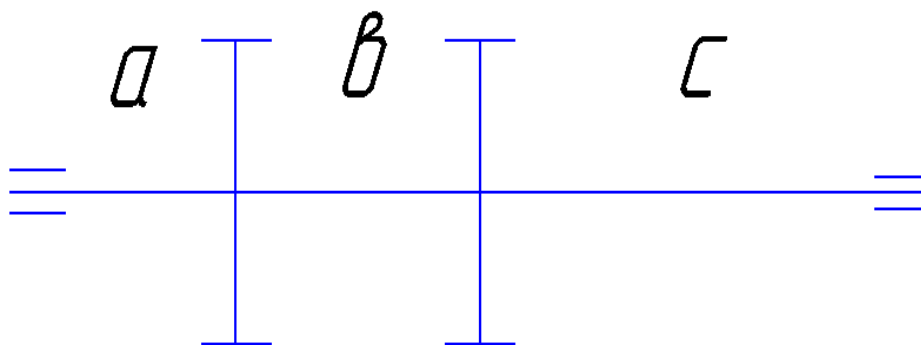


Рисунок 1.8.1 – Промежутки входного вала.

В результате получаем длины участков, приведенные в таблице 1.8.4.

Таблица 1.8.4 – Длины участков входного вала

	Обозначение участков вала		
	a	b	c
Длина, м	0,067	0,097	0,177

Производится расчет реакций опор  $R_{ax}, R_{ay}, R_{bx}, R_{by}$ , определение изгибающих  $M_u$  и эквивалентных моментов  $M_{экв}$  при каждой включенной зубчатой передаче, определяются диаметры вала  $d$ , из которых выбирается наибольший и округляется до ближайшего наибольшего по ГОСТ 6636-69[12].

Результаты расчета реакций опор сведены в таблице 1.8.5.

Результаты расчетов при включении различных зубчатых передач приведены в таблицах 1.8.6, 1.8.7.

Таблица 1.8.5 – Данные расчета реакций опор входного вала

Параметры	Номер включенной зубчатой передачи	
	1	2
$R_{ax}, Н$	2725,359	3276,231
$R_{ay}, Н$	844,865	1382,635
$R_{bx}, Н$	3563,176	427,145
$R_{by}, Н$	1151,276	119,945

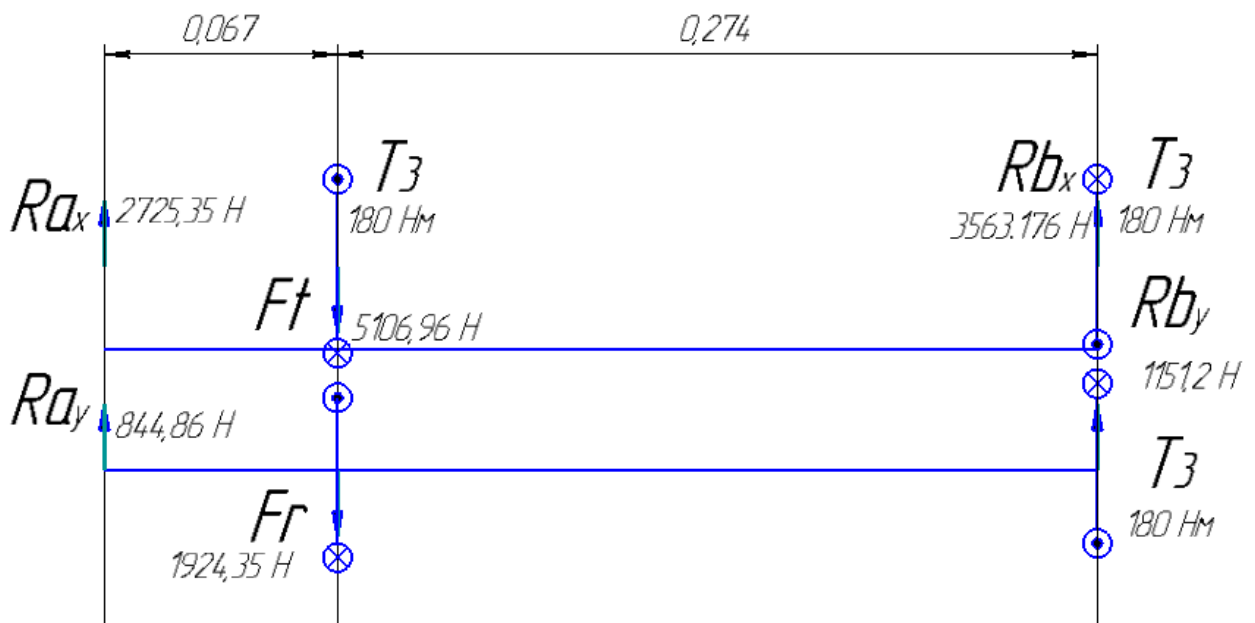


Рисунок 1.8.2 – Реакции опор при включенной первой зубчатой передаче

Таблица 1.8.6 – Данные расчета диаметра входного вала при включенной первой зубчатой передаче

Параметры	Обозначения участков вала	
	a	b + c
$M_x, \text{Нм}$	296,1	296,1
$M_y, \text{Нм}$	139,6	139,6
$M_H, \text{Нм}$	395,3	395,3
$T, \text{Нм}$	0	180
$M_{\text{ЭКВ}}, \text{Нм}$	395,3	574,3
$d, \text{м}$	0,0261	

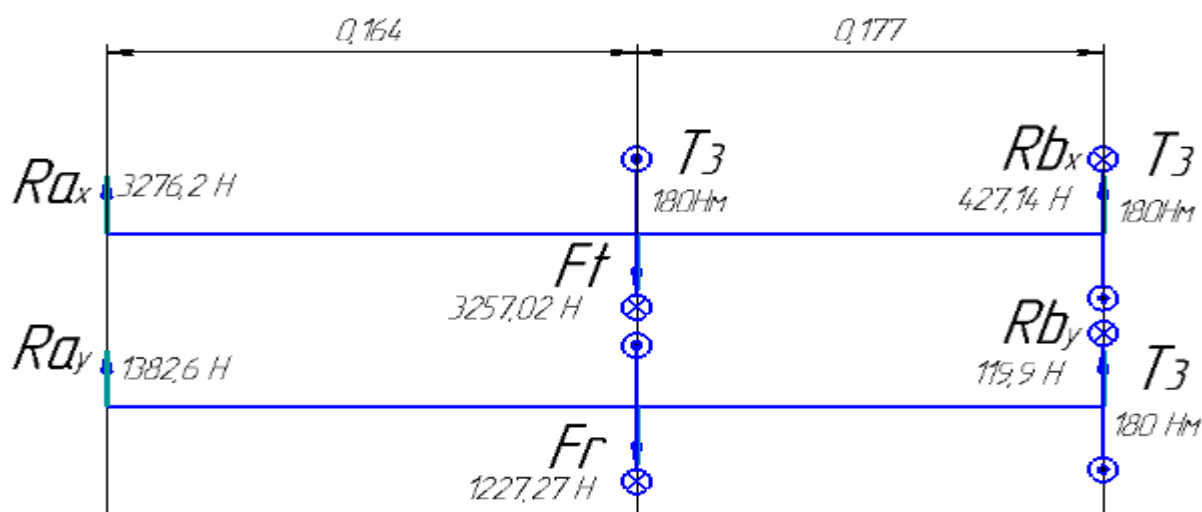


Рисунок 1.8.3 – Реакции опор при включенной второй зубчатой передаче

Таблица 1.8.7 – Данные расчета диаметра входного вала при включенной второй зубчатой передаче

Параметры	Обозначения участков вала	
	a+b	c
$M_x, \text{Нм}$	473,45	473,45
$M_y, \text{Нм}$	183,25	183,25
$M_H, \text{Нм}$	572,85	572,85
$T, \text{Нм}$	0	180
$M_{\text{ЭКВ}}, \text{Нм}$	572,85	754,85
$d, \text{м}$	0,0352	

После округления большего из полученных результатов получаем  $d = 0,035\text{м}$ .

### 1.8.5 Определение длин участков промежуточного вала

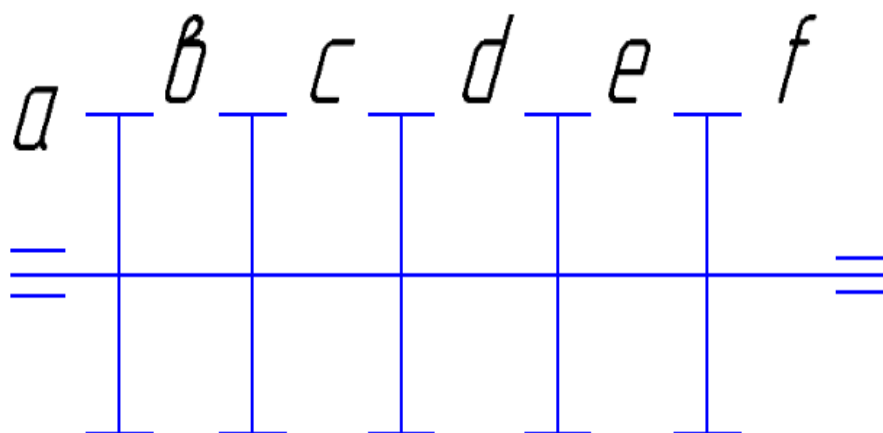


Рисунок 1.8.4 – Длины участков промежуточного вала.

Таблица 1.8.8 – Длины участков промежуточного вала

	Обозначение участков вала					
	a	b	c	d	e	f
Длина, м	0,031	0,051	0,045	0,057	0,046	0,111

Результаты расчетов при включении различных зубчатых передач приведены в таблицах 1.8.11–1.8.16.

Таблица 1.8.9 – Данные расчета реакций опор промежуточного вала при включенной первой зубчатой передаче

Параметры	Номер включенной зубчатой передачи		
	3	4	5
$R_{ax}, Н$	5662,587	8970,829	6428,310
$R_{ay}, Н$	170,528	1419,204	459,546
$R_{bx}, Н$	10852,023	5518,781	7438,223
$R_{by}, Н$	1268,782	744,217	19,735

Таблица 1.8.10 – Данные расчета реакций опор промежуточного вала при включенной второй зубчатой передаче

Параметры	Номер включенной зубчатой передачи		
	3	4	5
$R_{ax}, \text{H}$	6141,24	9449,482	6906,963
$R_{ay}, \text{H}$	13,598	1235,077	275,419
$R_{bx}, \text{H}$	7480,902	2147,661	4067,103
$R_{by}, \text{H}$	2524,948	511,949	1236,43

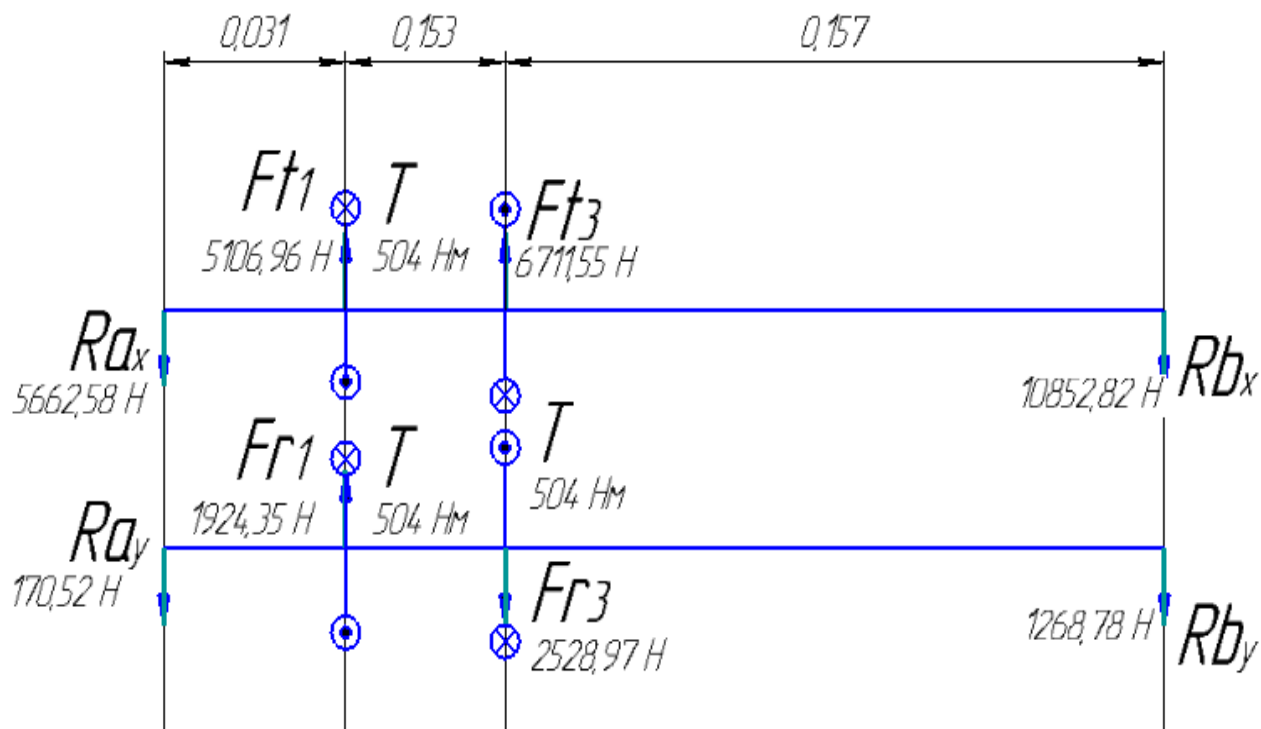


Рисунок 1.8.5 – Реакции в опорах при включенной первой и третьей зубчатой передаче

Таблица 1.8.11 – Данные расчета диаметра промежуточного вала при включенной первой и третьей зубчатой передаче

Параметры	Обозначения участков вала		
	a	b + c + d	e + f
$M_x, \text{Hm}$	214,116	565,327	565,327
$M_y, \text{Hm}$	8,538	397,112	397,112
$M_{из}, \text{Hm}$	214,286	690,864	690,864
$T, \text{Hm}$	0	186,48	0
$M_{экв}, \text{Hm}$	214,286	715,589	690,864
$d, \text{м}$	0,0414		

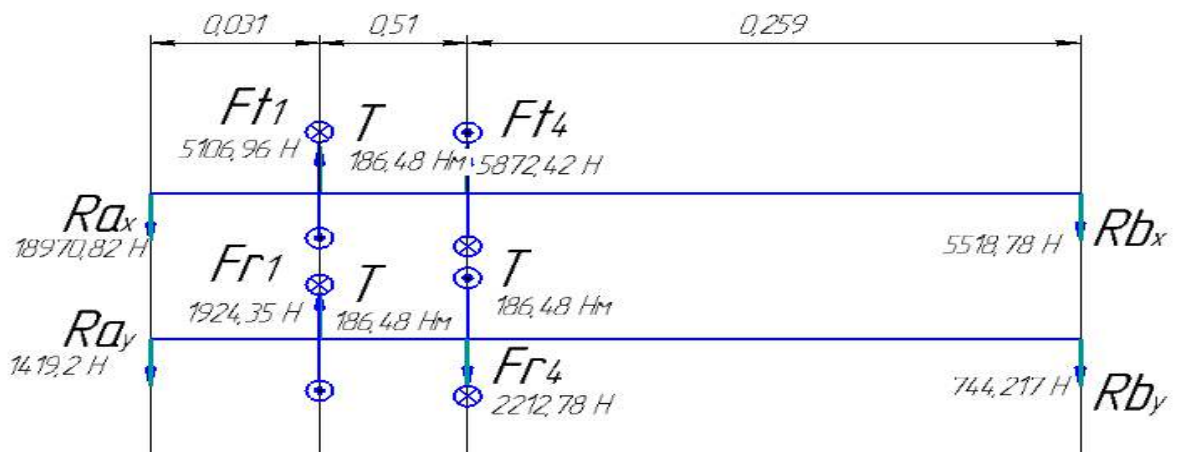


Рисунок 1.8.6 – Реакции в опорах при включенных первой и четвертой зубчатой передачи

Таблица 1.8.12 – Данные расчета диаметра промежуточного вала при включенной первой и четвертой зубчатой передачи

Параметры	Обозначения участков вала		
	a	b	c+ d + e + f
$M_x, \text{Нм}$	292,934	520,832	520,832
$M_y, \text{Нм}$	38,288	109,557	109,557
$M_{из}, \text{Нм}$	295,425	532,23	532,23
$T, \text{Нм}$	0	186,48	0
$M_{эКВ}, \text{Нм}$	295,425	563,953	532,23
$d, \text{м}$	0,0354		

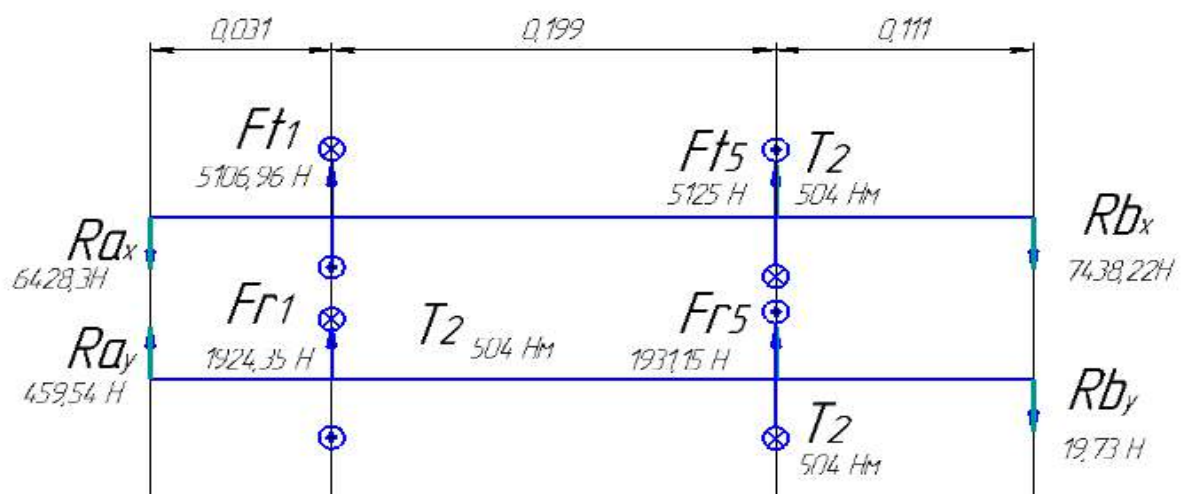


Рисунок 1.8.7 – Реакции опор при включенной первой и пятой зубчатой передачи

Таблица 1.8.13 – Данные расчета диаметра промежуточного вала при включенной первой и пятой зубчатой передачи

Параметры	Обозначения участков вала		
	a	b + c + d + e	f
$M_x, \text{Нм}$	190,378	613,434	613,434
$M_y, \text{Нм}$	50,422	207,046	207,046
$M_{из}, \text{Нм}$	190,379	647,433	647,433
$T, \text{Нм}$	0	186,48	0
$M_{эКВ}, \text{Нм}$	190,379	673,754	647,433
$d, \text{м}$	0,0388		

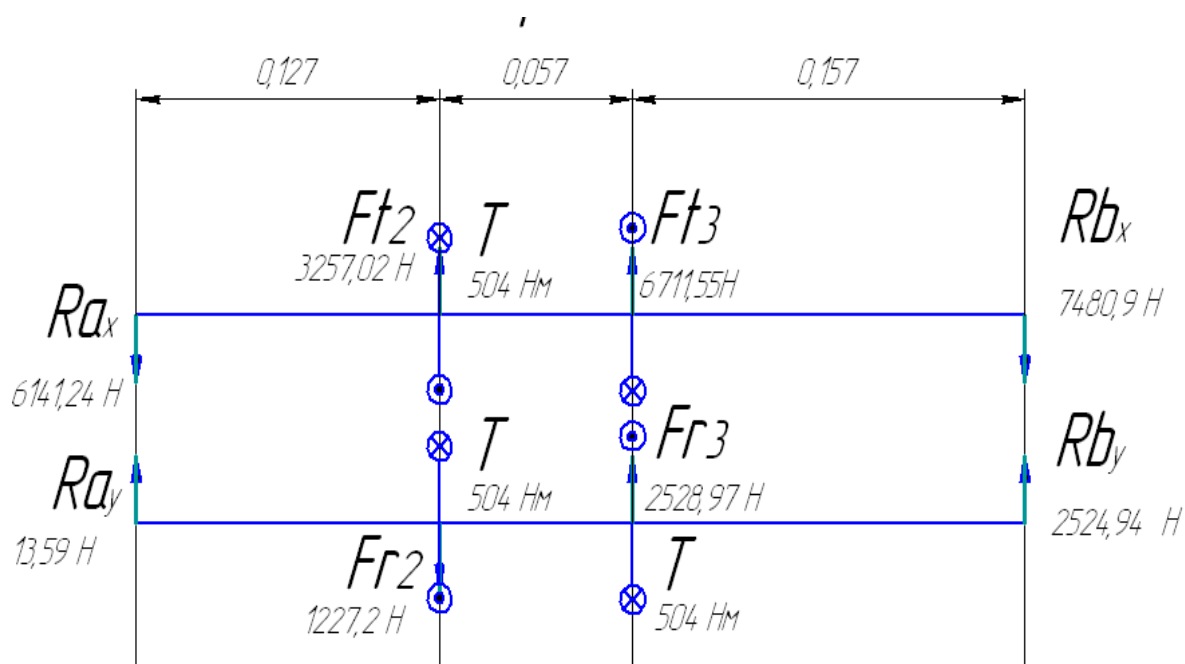


Рисунок 1.8.8 – Реакции опор при включенной второй и третьей зубчатой передачи

Таблица 1.8.14 – Данные расчета диаметра промежуточного вала при включенной второй и третьей зубчатых передачах

Параметры	Обозначения участков вала		
	a+b+c	d	e+f
$M_x, \text{Нм}$	861,39	861,39	833,081
$M_y, \text{Нм}$	61,57	150,84	150,046
$M_{из}, \text{Нм}$	863,59	863,59	846,51
$T, \text{Нм}$	0	186,48	0
$M_{эКВ}, \text{Нм}$	863,59	868,8854	846,51
$d, \text{м}$	0,0438		

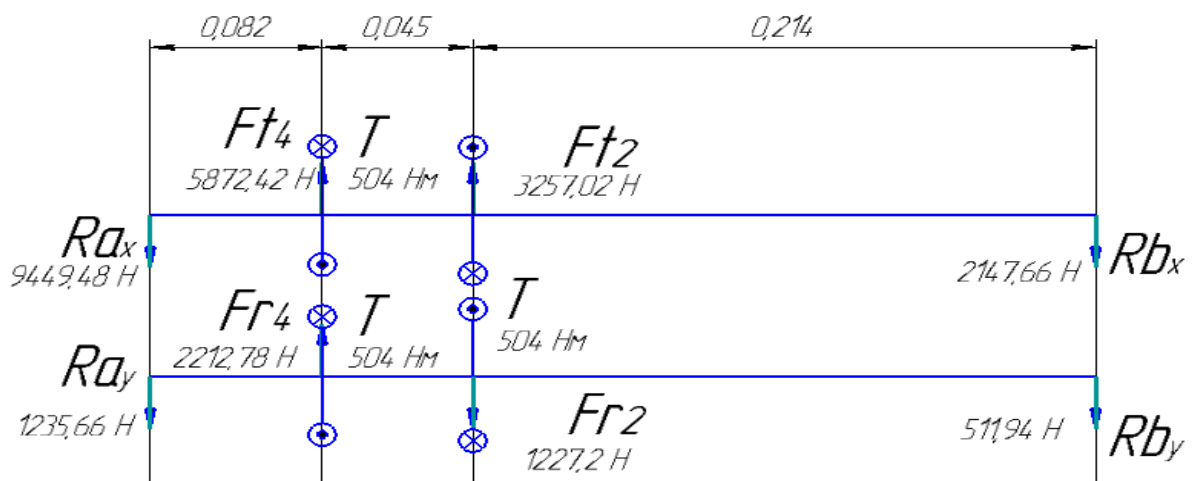


Рисунок 1.8.9 – Реакции опор при включенных второй и четвертой зубчатых передачах.

Таблица 1.8.15 – Данные расчета диаметра промежуточного вала при включенной второй и четвертой зубчатых передачах

Параметры	Обозначения участков вала		
	a+b	c	d + e + f
$M_x, \text{ Нм}$	529,279	618,103	618,103
$M_y, \text{ Нм}$	83,733	83,733	83,733
$M_{из}, \text{ Нм}$	535,861	623,698	623,698
$T, \text{ Нм}$	0	504	0
$M_{эКВ}, \text{ Нм}$	535,861	631,007	623,698
$d, \text{ м}$	0,0374		

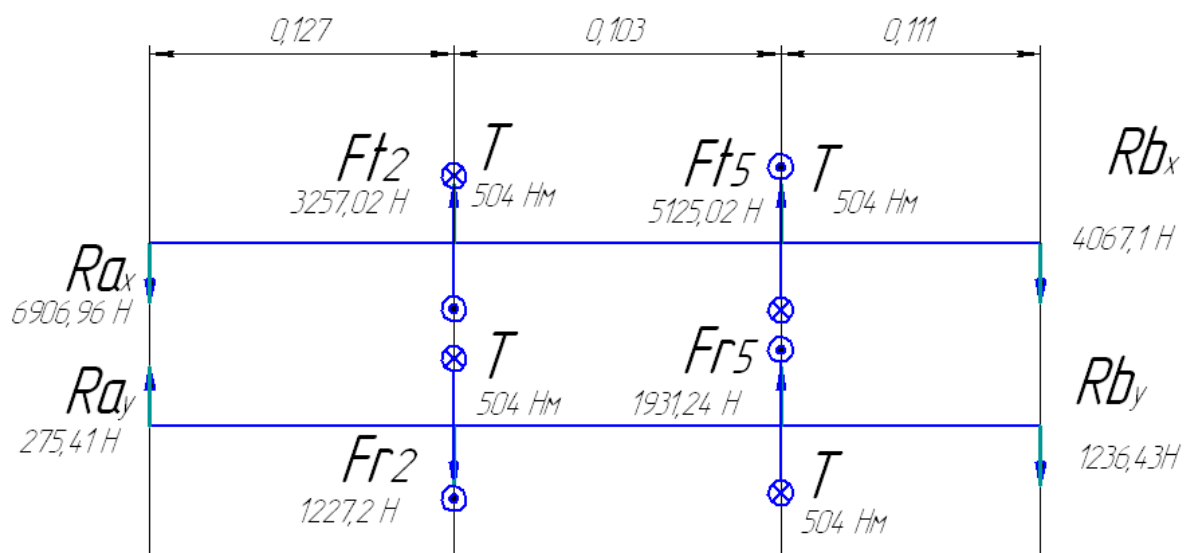


Рисунок 1.8.10 – Реакции опор при включенных второй и пятой зубчатых передачах



Таблица 1.8.16 – Данные расчета диаметра промежуточного вала при включенной второй и шестой зубчатых передачах

Параметры	Обозначения участков вала		
	a	b + c + d	e + f + g
$M_X, \text{Нм}$	911,677	911,677	889,865
$M_Y, \text{Нм}$	24,455	104,04	104,04
$M_{\text{и}}, \text{Нм}$	912,09	912,09	895,927
$T, \text{Нм}$	0	504	0
$M_{\text{ЭКВ}}, \text{Нм}$	912,09	917,103	901,03
$d, \text{м}$	0,0456		

После округления результатов получаем  $D = 0,045 \text{ м}$ .

### 1.8.6 Определение длин участков выходного вала

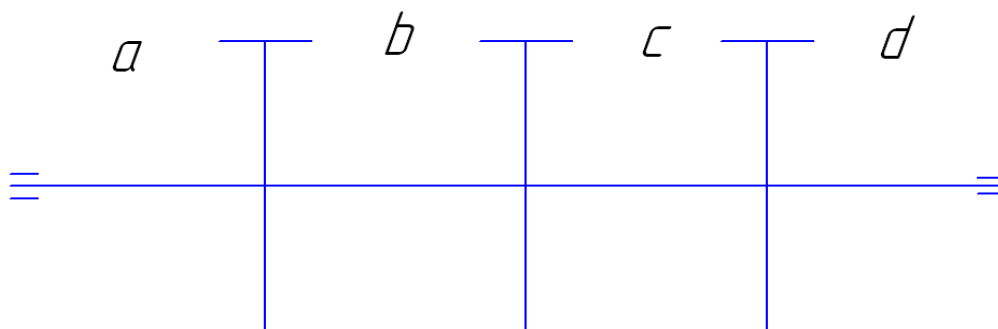


Рисунок 1.8.11 – Участки выходного вала

Таблица 1.8.17 – Длины участков выходного вала

	Обозначение участков вала			
	a	b	c	d
Длина, м	0,089	0,1	0,052	0,112

Результаты расчетов при включении различных зубчатых передач приведены в таблицах 1.8.19, 1.8.20, 1.8.21.

Таблица 1.8.18 – Данные расчета реакций опор выходного вала

Параметры	Номер включенной зубчатой передачи		
	3	4	5
$R_{ax}, Н$	6268,966	3638,727	2715,517
$R_{ay}, Н$	2366,182	1373,214	1024,955
$R_{bx}, Н$	1831,034	3838,727	7409,483
$R_{by}, Н$	691,113	1448,903	2796,663

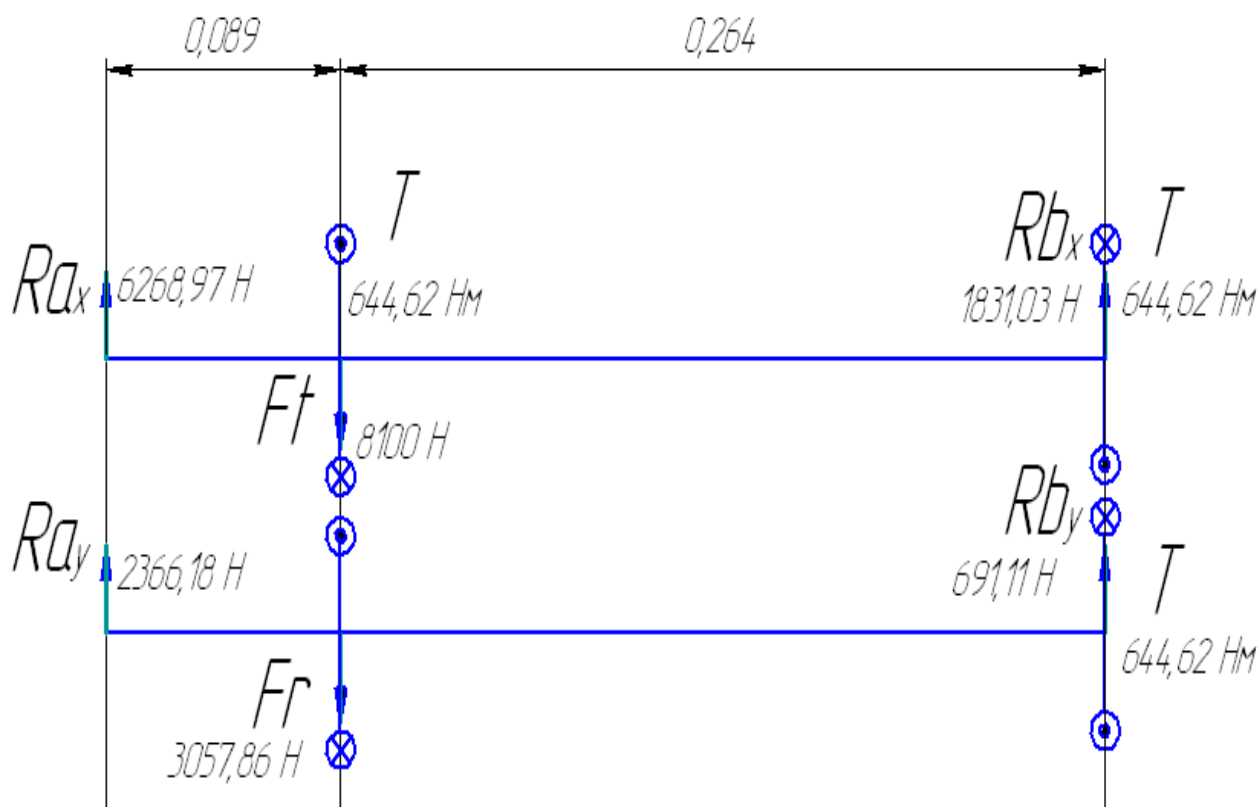


Рисунок 1.8.12 – Реакции опор при включенной третьей зубчатой передаче

Таблица 1.8.19 – Данные расчета диаметра выходного вала при включенной третьей зубчатой передаче

Параметры	Обозначения участков вала	
	a	b + c + d
$M_x, Нм$	369,869	369,869
$M_y, Нм$	139,605	139,605
$M_{из}, Нм$	395,339	395,339
$T, Нм$	0	644,62
$M_{эKB}, Нм$	395,339	$M_{эKB}, Нм$
$d, м$	0,0283	

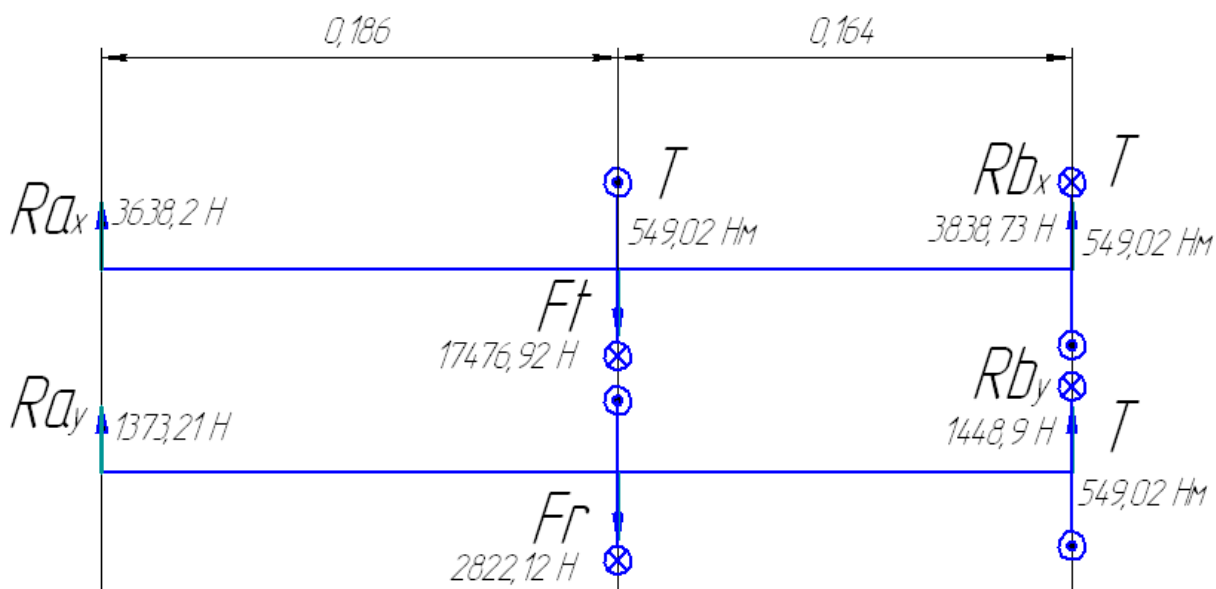


Рисунок 1.8.13 – Реакции опор при включенной четвертой зубчатой передаче

Таблица 1.8.20 – Данные расчета диаметра выходного вала при включенной пятой зубчатой передаче

Параметры	Обозначения участков вала	
	a+b	c+ d
$M_x, \text{Нм}$	487,518	487,518
$M_y, \text{Нм}$	184,011	184,011
$M_{из}, \text{Нм}$	521,089	521,089
$T, \text{Нм}$	0	549,02
$M_{эКВ}, \text{Нм}$	521,089	756,939
$d, \text{м}$	0,0253	

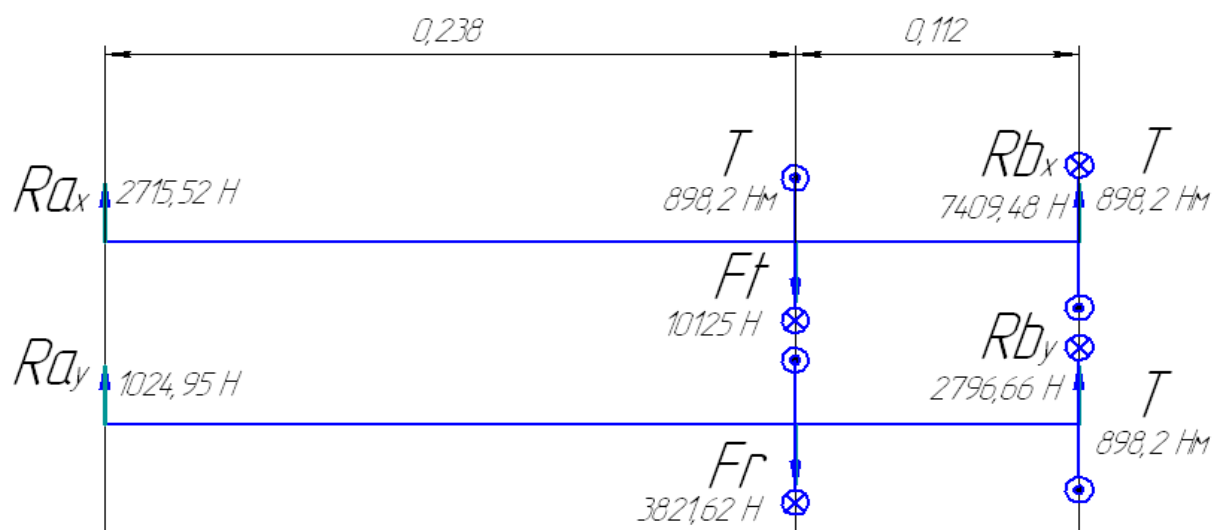


Рисунок 1.8.14 – Реакции опор при включенной пятой зубчатой передачи

Таблица 1.8.21 – Данные расчета диаметра выходного вала при включенной шестой зубчатой передаче

Параметры	Обозначения участков вала	
	a+b	c+ d
$M_x$ , Нм	487,518	487,518
$M_y$ , Нм	184,011	184,011
$M_n$ , Нм	521,089	521,089
$T$ , Нм	0	549,02
$M_{эКВ}$ , Нм	521,089	756,939
$d$ , м	0,0253	
$D$ , м	0,0362	

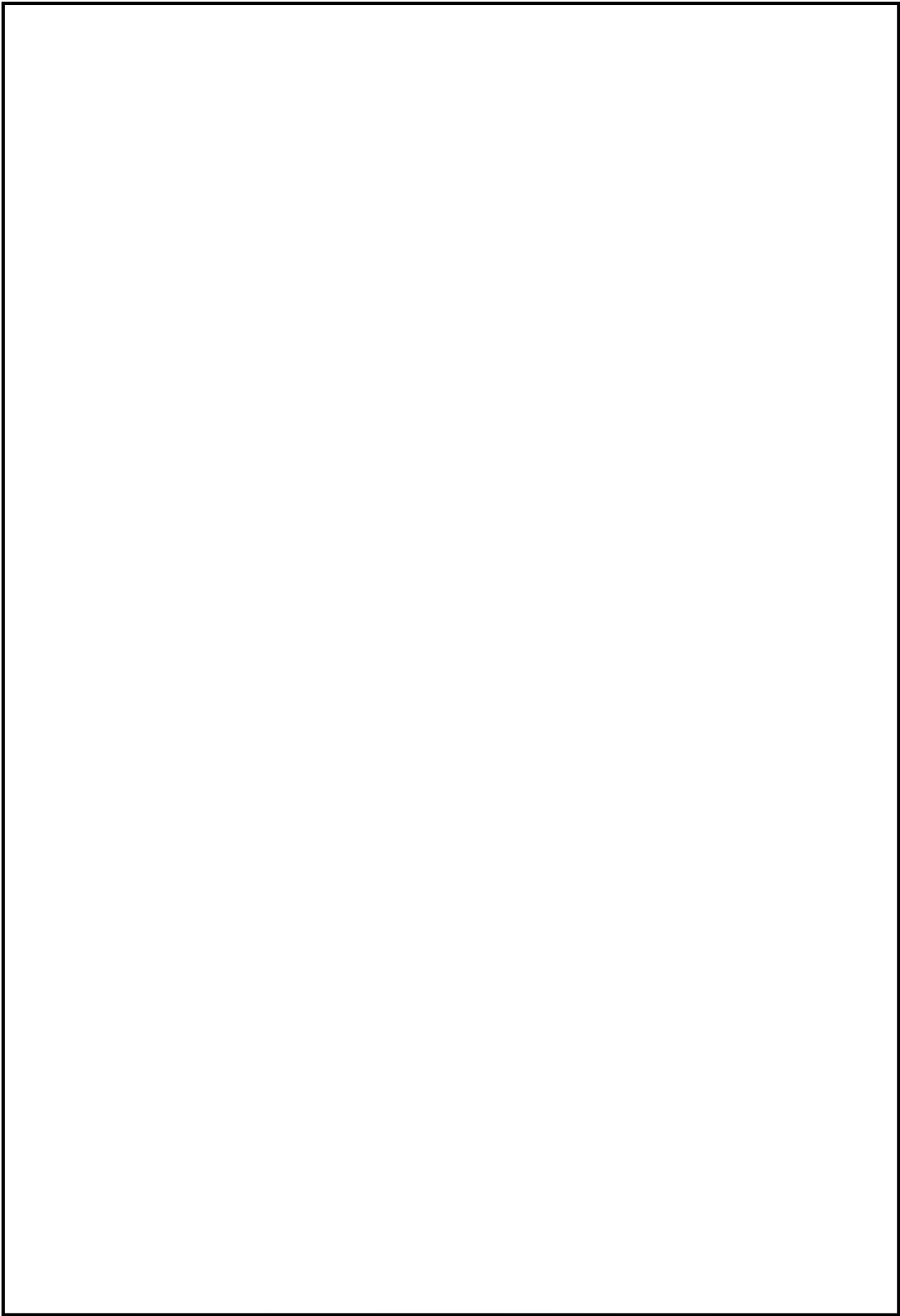
Учитывая, что через выходной вал проходит приводной вал, диаметр которого равен  $d_{прив} = 0,03497$ , и подшипник роликовый игольчатый, внутренний диаметр вала будет равен 0,06 м. Тогда внешний диаметр выходного вала будет равен:

$$D = 1,7 \cdot d.$$

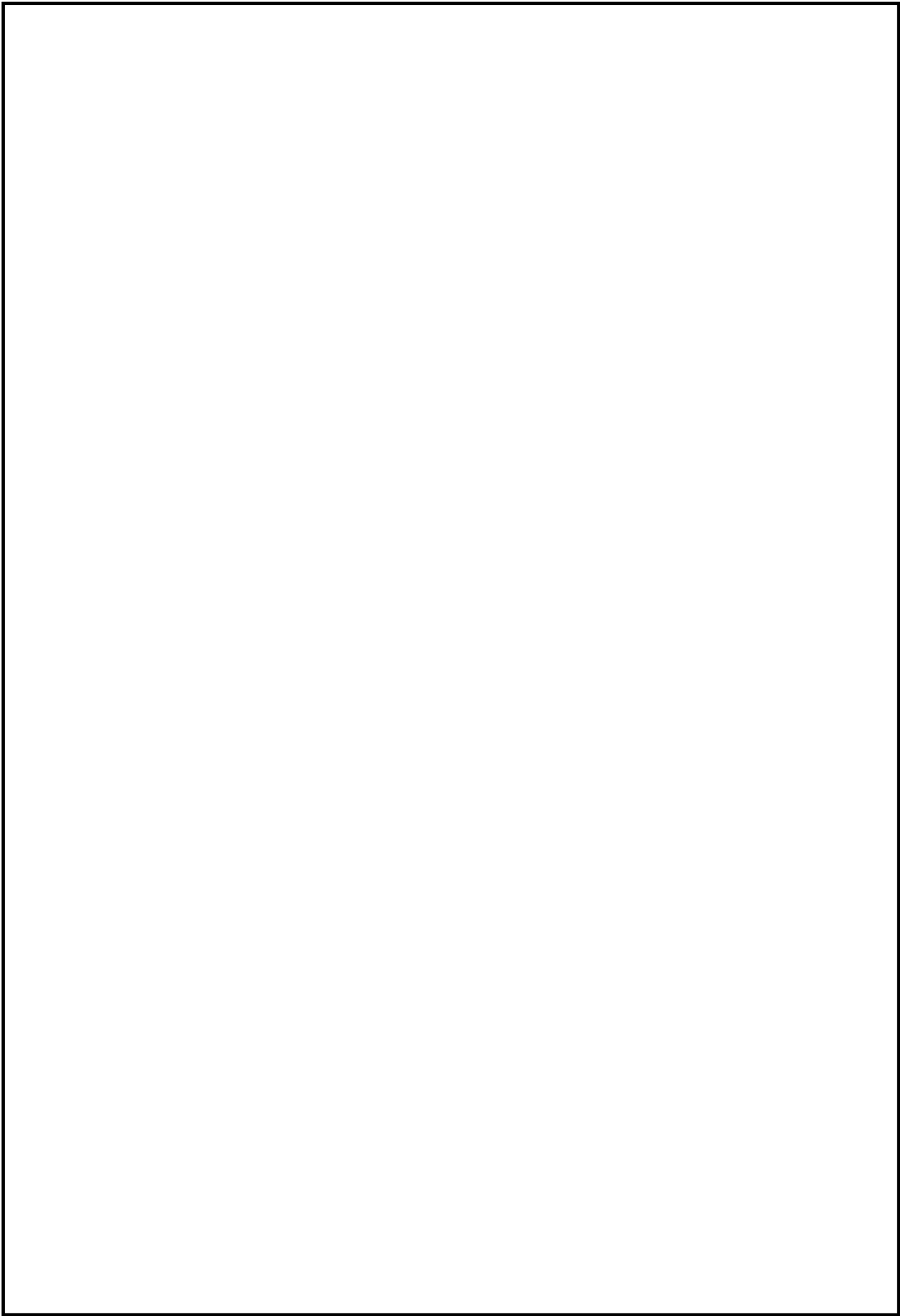
Отсюда, внешний диаметр выходного вала  $D$  будет равен 0,103 м, который округляется до  $D = 0,105$  м.

Вывод по разделу один

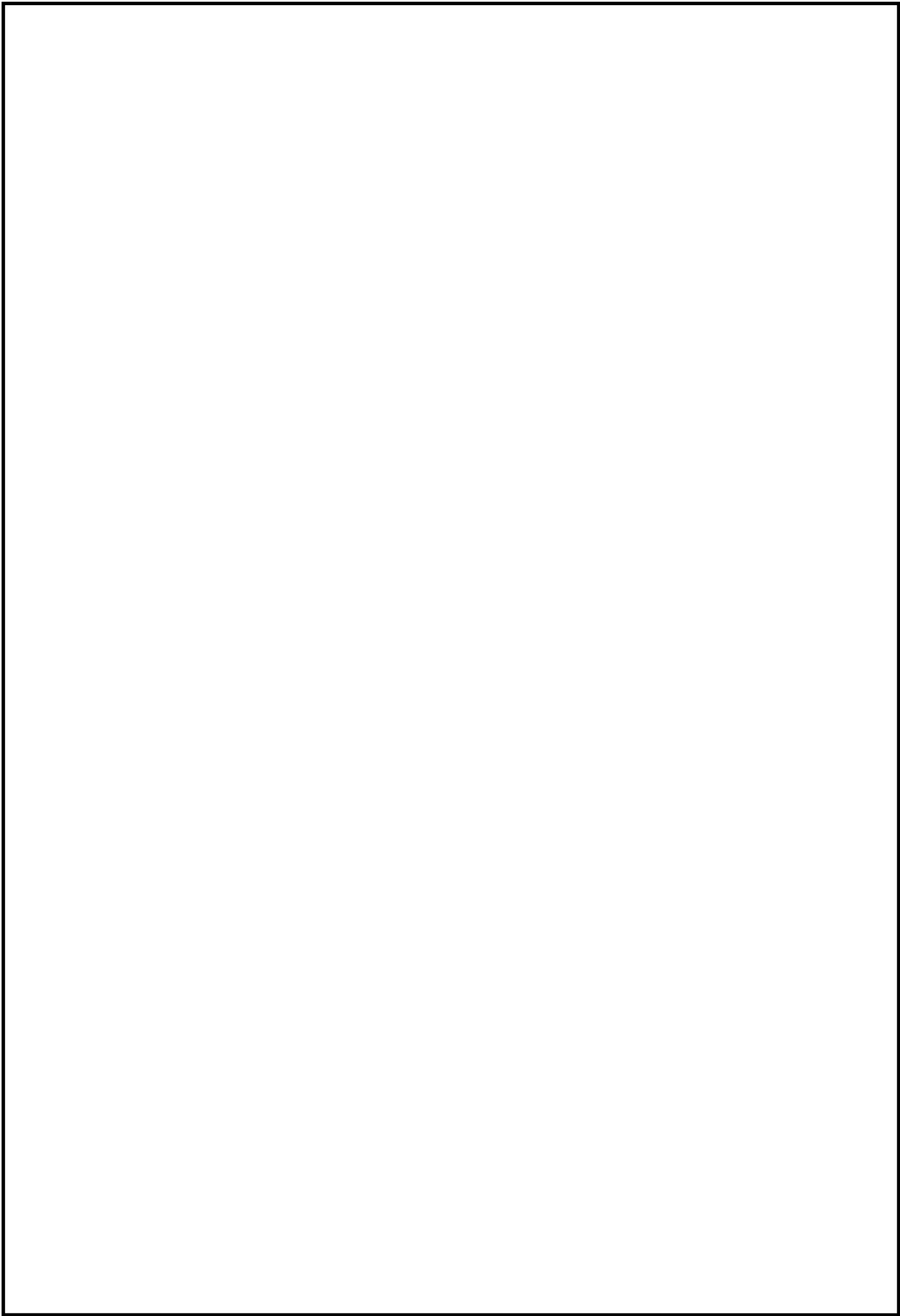
В разделе один был приведен обзор существующих конструкций коробок передач, даны характеристики рассчитываемой коробки передач, расписан алгоритм и результаты проверочных расчетов на контактную выносливость активных поверхностей зубьев и на выносливость зубьев по изгибу, определены реакции опор, а также геометрические размеры валов и зубчатых колес, что позволило спроектировать сборочный чертеж кинематической части экспериментальной коробки передач.



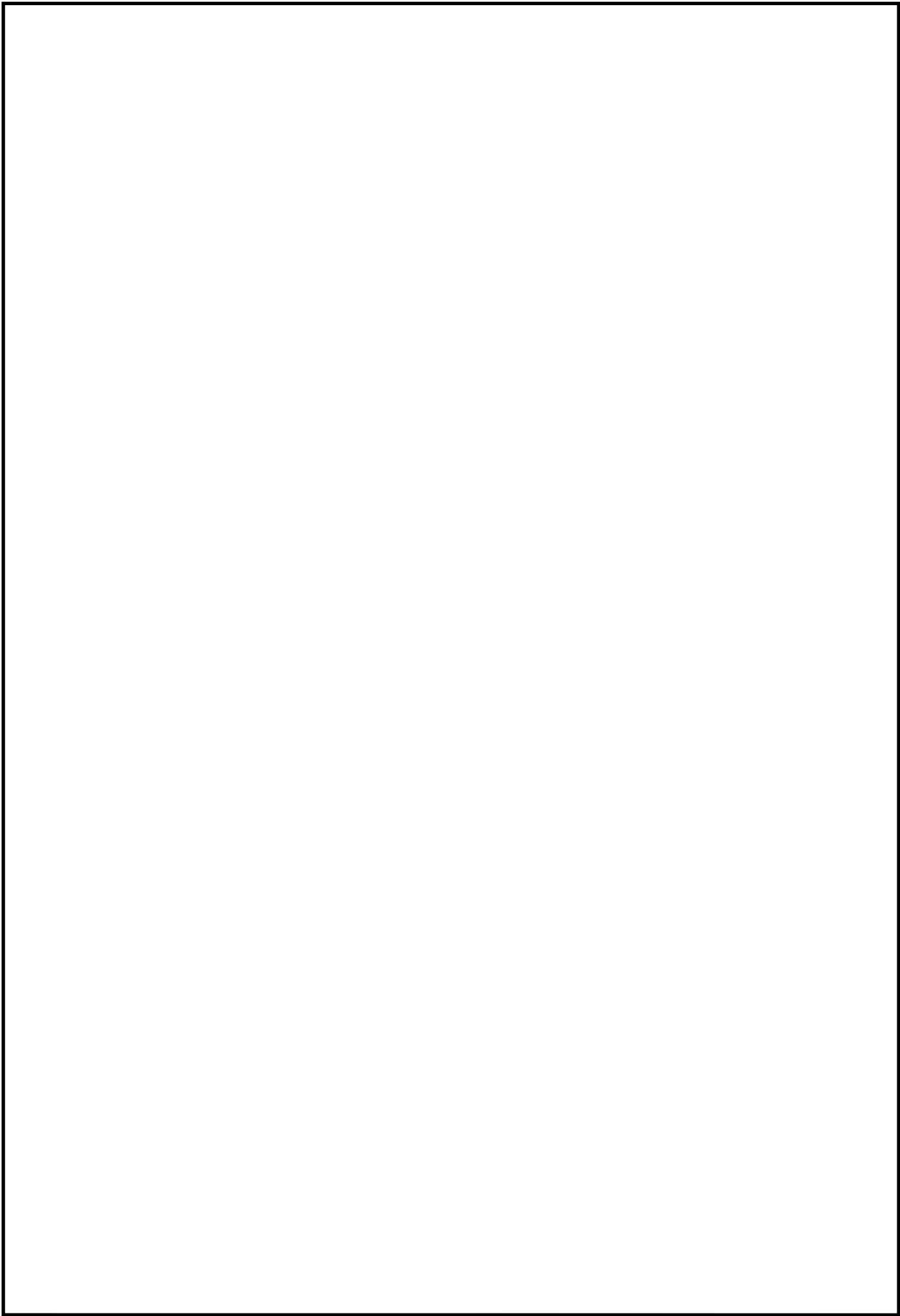
						Лист
						75
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



						Лист
						76
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

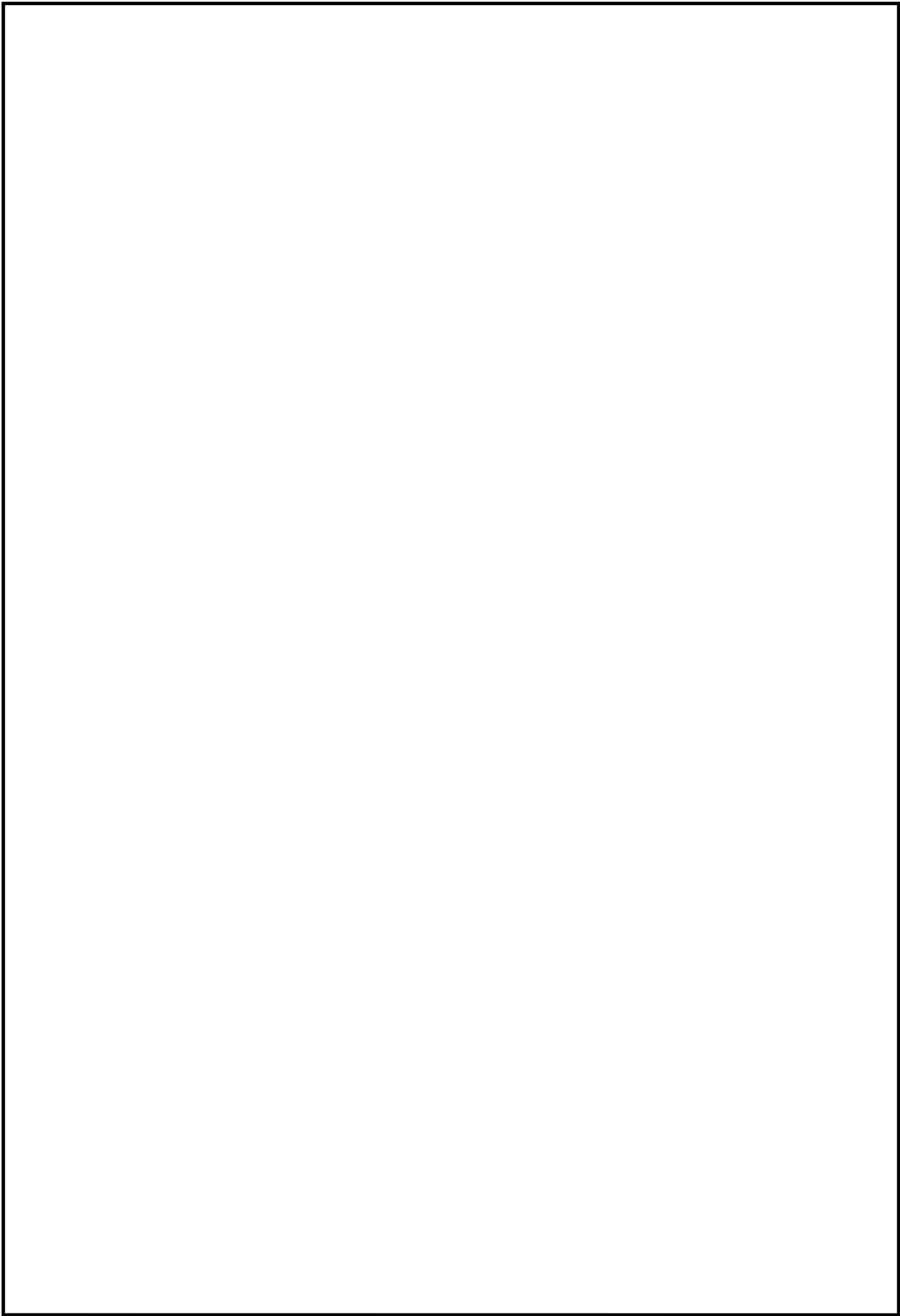


						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

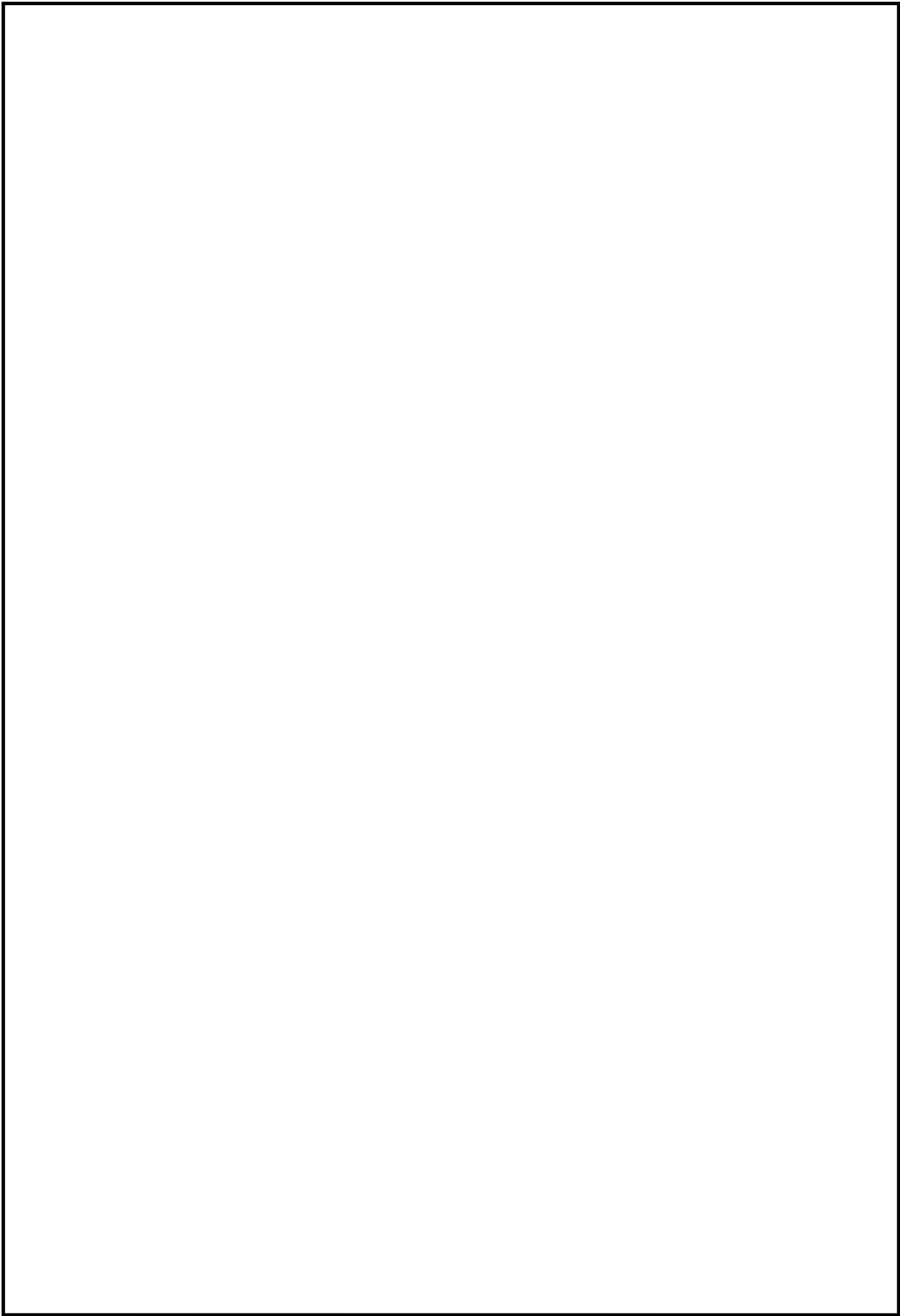


						Лист
						78
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

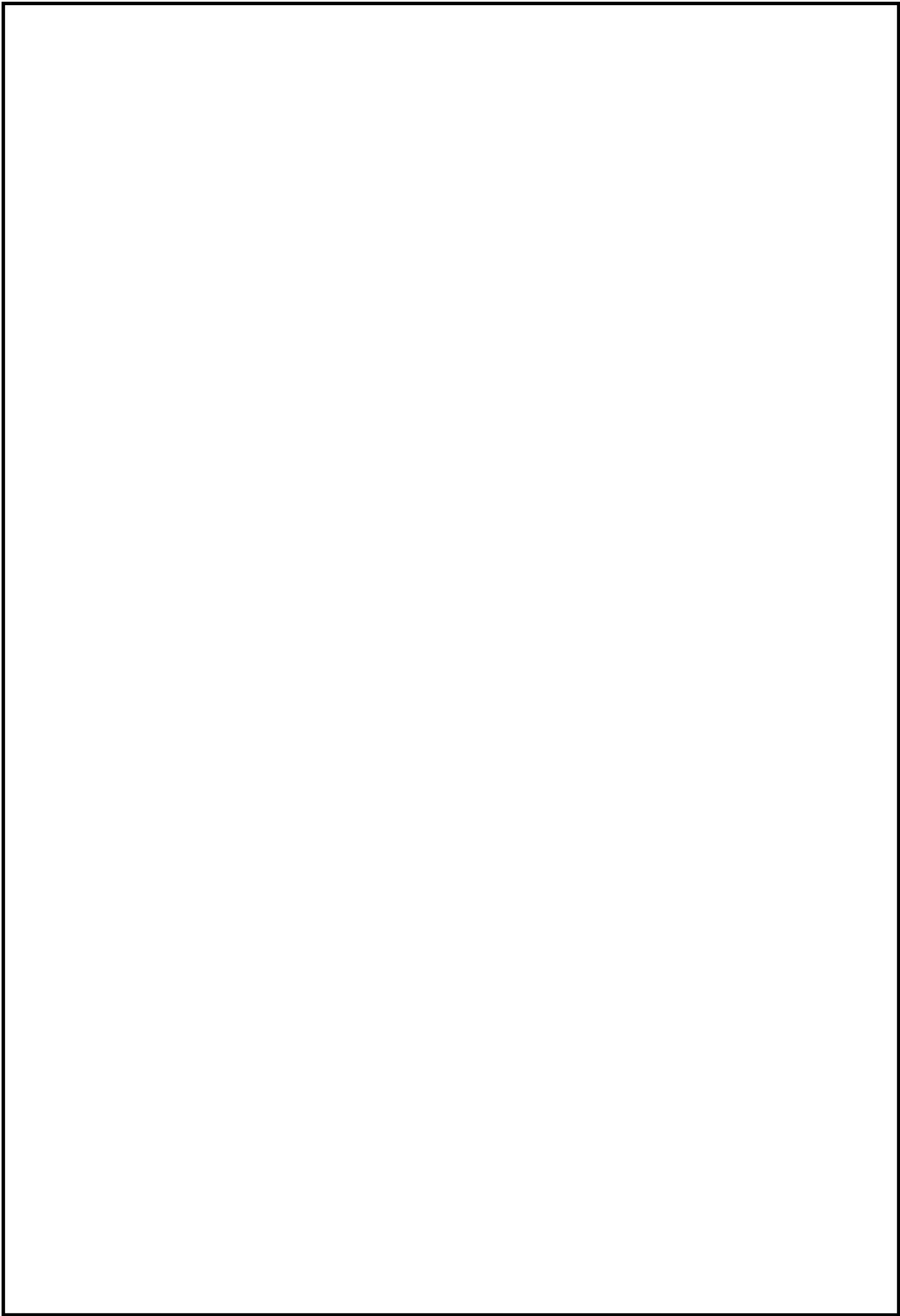




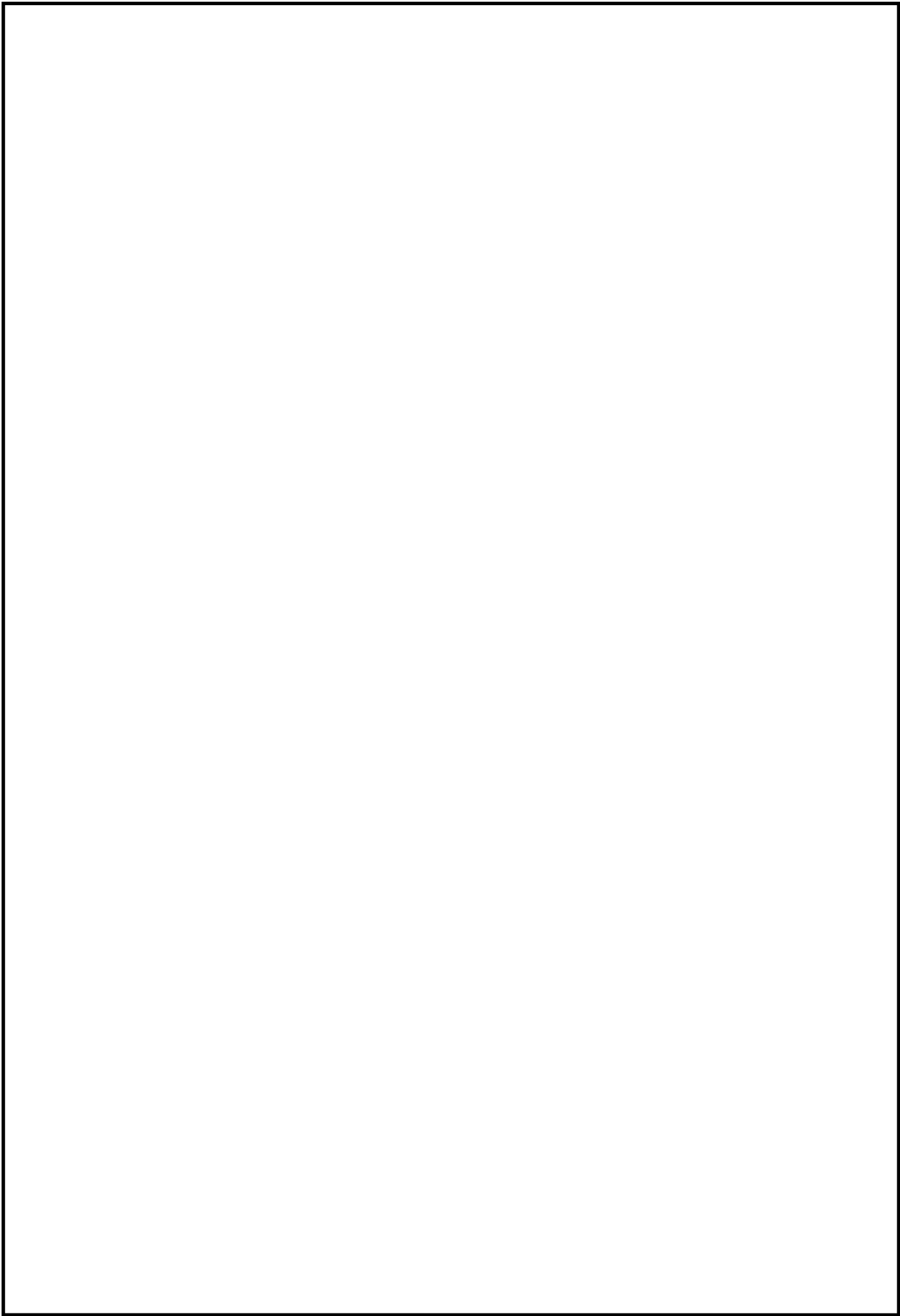
						Лист
						79
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



						<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		80



						<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		81



						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		82

### 3 ОРГАНИЗАЦИОННО – ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

#### 3.1 Организационная часть

ООО Европэк

Уставный капитал 10 000р.

Учредители:

- Ибрагимов И.М.
- Нестеренко А.Е.
- Пашнин Е.Д.

Таблица 3.1.1 – Сравнительная таблица ИП и ООО

ИП	ООО
По всем обязательствам даже после закрытия предприятия отвечает всем имуществом.	По обязательствам отвечают в рамках уставного капитала. После ликвидации организации обязательства прекращаются.
Не требует открытие счета и изготовления печати.	Обязательно открытие счета и изготовление печати.
Упрощенная госрегистрация. Госпошлина составляет 800 р.	Госрегистрация требует больших сроков, и более объемного пакета документов. Для регистрации ООО госпошлина – 4 000 р.
Регистрация предпринимателя производится по месту жительства.	Регистрация компании производится по адресу учредителя, по адресу арендованного офиса, по юридическому адресу головного офиса.

Не обязан вести бухгалтерский и налоговый учет.	Обязаны вести бухучет и сдавать отчетность независимо от выбранной формы налогообложения.
Не требуется составления устава, внесения уставного капитала.	Обязателен устав и уставный капитал (минимальная сумма 10 000 рублей).
За располагаемое для производственных целей оборудование отчитывается не нужно.	Оборудование, необходимое для ведения бизнеса, необходимо вносить в уставный капитал.
Любые хозяйственные решения можно принимать без протоколирования.	Любые хозяйственные решения принимаются решением общего собрания и протоколируются.
По административной ответственности приравнен к должностному лицу. Максимальный штраф 50000 рублей.	Высокие штрафные санкции. Максимальный штраф – 1 000 000 р.
Ответственное лицо – ИП.	Дела ведет директор компании.
Предприятие этой ОПФ возможно только закрыть, но не продать или переоформить.	Продажа или переоформление на других лиц возможна.

### 3.2 Основные производственные фонды

Таблица 3.1.2 – Основные производственные фонды

Наименование	Количество	Срок полезного использования	Цена первоначальная
Автомобиль ГАЗ – 27057	1	10 лет	900 тыс. р.
Подъемник	1	10 лет	250 тыс. р.
Компрессор	2	10 лет	175 тыс. р.
Набор инструментов	2	7 лет	7 тыс. р.
Пневматический гайковерт	1	5 лет	8,5 тыс р.

### 3.3 Амортизация основных производственных фондов

Расчет амортизации линейным способом:

$$A_0 = \frac{\Phi_0 - \Phi_{л}}{T_{сл}} \quad (18)$$

Где  $A_0$ – годовая сумма амортизационных отчислений;

$\Phi_0$ – первоначальная (балансовая) стоимость основных фондов;

$\Phi_{л}$ – ликвидационная стоимость основных фондов;

$T_{сл}$ – срок службы основного средства (период амортизации) или срок полезного использования.

Норма амортизации  $H_a$  показывает, какой процент от стоимости основного средства амортизируется за определенный период (чаще всего за год). При равномерно начисляемой амортизации ее величина определяется как обратная сроку службы основного средства:

$$H_a = \frac{100\%}{T_{сл}} \quad (19)$$

Годовая сумма амортизации:

$$\text{Для автомобиля } A_0 = \frac{550000 - 200000}{10} = 35000 \text{ р.},$$

$$\text{Для инструмента } A_0 = \frac{40000 - 15000}{5} = 5000 \text{ р.},$$

$$\text{Для компрессоров } A_0 = \frac{35000 - 10000}{10} = 2500 \text{ р.},$$

$$\text{Для подъемника } A_0 = \frac{250000 - 90000}{10} = 16000 \text{ р.},$$

Норма амортизации:

$$\text{Для автомобиля } H_a = \frac{100\%}{10} = 10\%,$$

$$\text{Для инструмента } H_a = \frac{100\%}{5} = 20\%,$$

$$\text{Для компрессоров } H_a = \frac{100\%}{10} = 10\%,$$

$$\text{Для подъемника } H_a = \frac{100\%}{10} = 10\%,$$

Источники финансирования

Собственный капитал – 1,5 млн. р.

Заемный капитал – 500 тыс. р.

### 3.4 Организационная структура предприятия

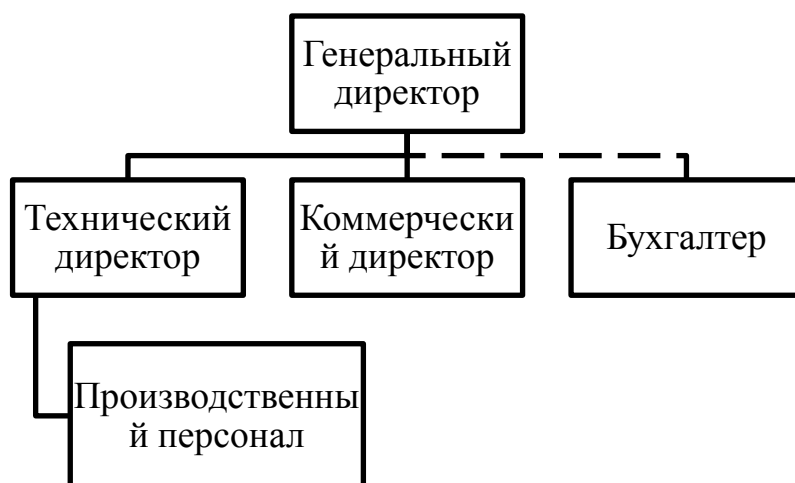


Рисунок 3.1.1 - Организационная структура предприятия



### 3.5 Фонд заработной платы

Таблица 3.1.3 – Фонд заработной платы

Должность	Заработная плата	
	Месяц	Год
Генеральный директор	70 000 р.	840 000 р.
Технический директор	70 000 р.	840 000 р.
Коммерческий директор	70 000 р.	840 000 р.
Механик	20 000 р.	480 000 р.
Уборщица	10 000 р.	120 000 р.
Итого	260 000 р.	3 120 000 р.

Отчисления во внебюджетные фонды. Данные отчисления регламентируются Федеральным законом России «О тарифах страховых взносов в Пенсионный фонд Российской Федерации, Фонд социального страхования Российской Федерации, Государственный фонд занятости населения Российской Федерации и в фонды обязательного медицинского страхования» от 20 ноября 1999 г. № 197-ФЗ

Начисляется в размере 30% от всей суммы заработных плат.

Отчисления =  $\sum$  Заработная плата  $\cdot$  30% = 3 120 000  $\cdot$  0,3 = 936 000 р.

### 3.6 Налогообложение предприятия

– Налог на прибыль (доход) предприятий

Это прямой налог, начисляется на прибыль, которую получила организация, то есть на разницу между доходами и расходами. Прибыль – результат вычитания суммы расходов из суммы доходов организации – является объектом налогообложения.

– Подоходный налог с физических лиц.

Сумма НДФЛ = Налоговая база  $\cdot$  Налоговая ставка

где налоговая база представляет собой все доходы налогоплательщика;  
налоговая ставка составляет 13%.

### 3.7 Себестоимость готовой продукции

Расходы на покупку готовых деталей для сборки одной коробки передач:

- стоимость затрат на изготовление корпуса – 8000 р.
- стоимость затрат на изготовление шестерен в количестве 13 штук – 20000 р.
- стоимость затрат на изготовление валов – 7000 р.
- стоимость затрат на изготовление дополнительных деталей (шайбы, гайки, шплинты, подшипники) – 3000 р.

Таблица 3.1.3 - Калькуляция расходов

Основные расходы	Стоимость в месяц
Покупка готовых деталей	38000 р.
Аренда производственного помещения Площадь 100 м <sup>2</sup> , отопливаемое помещение, горячая и холодная вода, электричество	30000 р.
Затраты на оплату заработной платы	26000 р.
Дополнительная заработная плата бухгалтера	5000 р.
Внебюджетные отчисления на социальные нужды	78000 р.
Амортизация	4875 р.
Прочее	12000 р.
Итого	193875 р.

Розничную свободную (рыночную) цену коробки передач определяют с учетом торгово-закупочной надбавки, принять – 20 %.

Цена с возмещением издержек производства:

$$Ц = C + P \quad (20)$$

Где  $C$  – фактические издержки производства изделия;

$З$  – административные расходы и расходы по реализации;

$P$  – средняя норма прибыли на данном рынке;

$$Ц = 38000 + (38000 \cdot 0,2) = 45600 \text{ р.}$$

Рассматривая реальные инвестиции, при этом учитывая только прямые капитальные вложения:

$$K_{\text{пр}} = (0,5 \dots 0,9) C_{\text{пол}} A_{\text{г}} \quad (21)$$

Где  $C_{\text{пол}}$  - полная себестоимость;

$A_{\text{г}}$  – первая партия выпуска продукции, которая равна 3 шт.

$$K_{\text{пр}} = 0,7 \cdot 45600 \cdot 3 = 95760 \text{ р.}$$

### 3.8 Расчет периода окупаемости.

Рассчитаем период окупаемости проекта, то есть минимальный временной интервал (от начала осуществления инвестиционного проекта), за пределами которого суммарный эффект становится равным нулю и остается в дальнейшем положительным.

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_{\text{сум}}}{P_{\text{р}}} \quad (22)$$

Где  $T_{\text{ок}}$  - период окупаемости;

$K_{\text{сум}}$  - ежегодные капитальные вложения;

$P_{\text{р}}$  - проектная прибыль;

$$P_{\text{р}} = P_{\text{ч}} k_{\text{ип}} \quad (23)$$

Где  $P_{\text{ч}}$  – чистая прибыль;

									Лист
									89
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190109.2016.912.00.00.ПЗ				

$k_{ин}$  - коэффициент, учитывающий налог на прибыль,

$k_{н.п.} = 0,8$ .

$$П_p = 7600 \cdot 0,8 = 6080 \text{ р.}$$

Чистая прибыль от реализации продукции определяется как разность отпускной цены изделия ( $Ц_{отп}$ ) и плановой ее полной себестоимости ( $С_{отп}$ ) с учетом годовой программы выпуска:

$$T_{ок} = \frac{193875}{6080} = 2 \text{ года } 7 \text{ месяцев}$$

Точка безубыточности проекта показывает критический объем производства ( $A_{кр}$ ), при котором прибыль становится нулевой, так как выручка от реализации совпадает с издержками производства. Определим точку безубыточности проекта по формуле:

$$A_{кр} = \frac{B}{Ц_{отп} - a},$$

Где  $B$ -условно-постоянные издержки на весь выпуск р./год;

$Ц_{отп}$ - отпускная цена предприятия р./шт;

$a$  - условно-переменные издержки на единицу продукции р./шт;

$$A_{кр} = \frac{193875}{45600 - 4850} = 3 \text{ шт./год}$$

Графически «точка безубыточности» рассчитывается по формулам, учитывающим зависимость объемов реализации ( $V_p$ ) и общих издержек от объемов выпуска и реализации ( $C$ ):

$$V_p = Ц_{отп} A_r \quad (24)$$

$$C = a A_r \quad (25)$$

$$V_p = 45600 \cdot 3 = 136800 \text{ р./год}$$

									Лист
									90
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190109.2016.912.00.00.ПЗ				

$$C = (4850 \cdot 3) + 193875 = 208425 \text{ р./год}$$

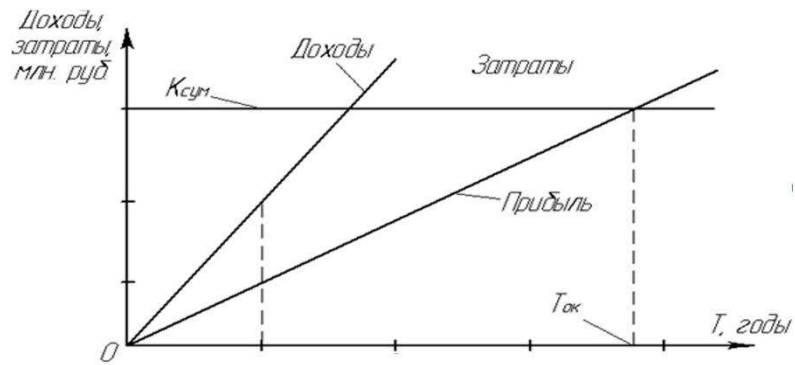


Рисунок 3.1.2 – График денежных потоков (Cash Flow – Кэш Фло).

График безубыточности представлен на рисунке 3.1.3

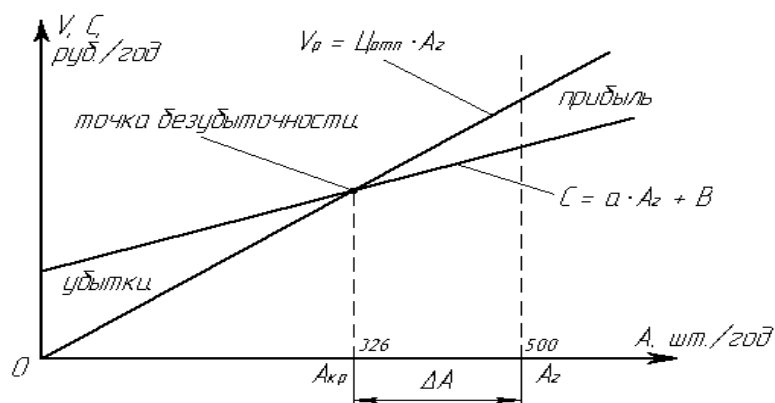


Рис. 3.1.3 – Анализ безубыточности производства

Вывод по разделу три

В данном разделе выполнен расчет затрат на приобретение деталей для сборки и определена себестоимость экспериментальной коробки передач. Рассчитана себестоимость изделия. Дана оценка коммерческой состоятельности. Построены графические зависимости анализа безубыточности производства и график денежных потоков.

								<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				92

										<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>						93

											<i>Лист</i>
											94
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>							



									<i>Лист</i>
									95
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>					

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

											<i>Лист</i>
											97
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>							

						Лист
						98
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

										<i>Лист</i>
										99
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>						

									<i>Лист</i>
									100
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>					

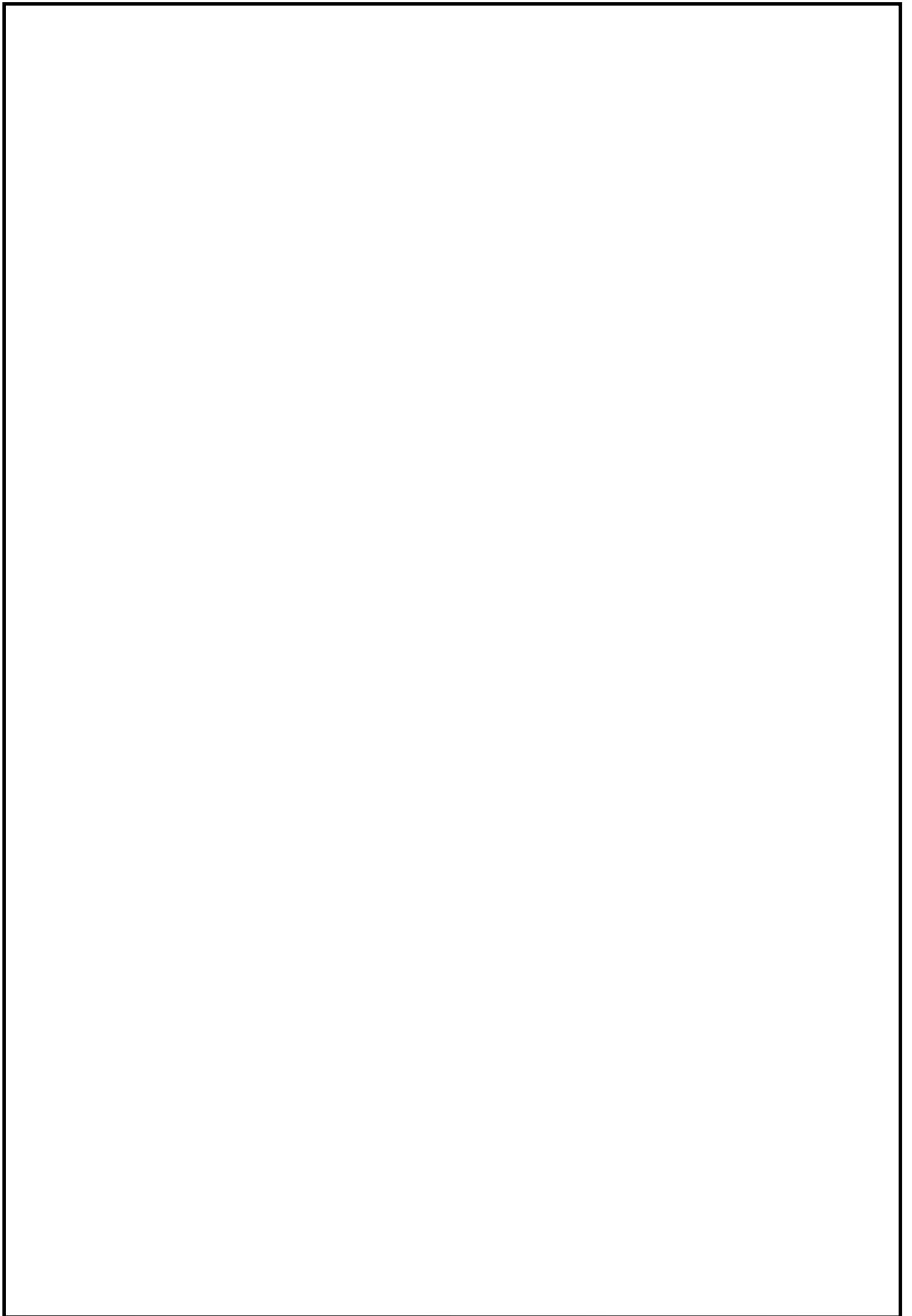
Blank area for drawing or text.

						<i>Лист</i>
						101
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

						Лист
						102
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		



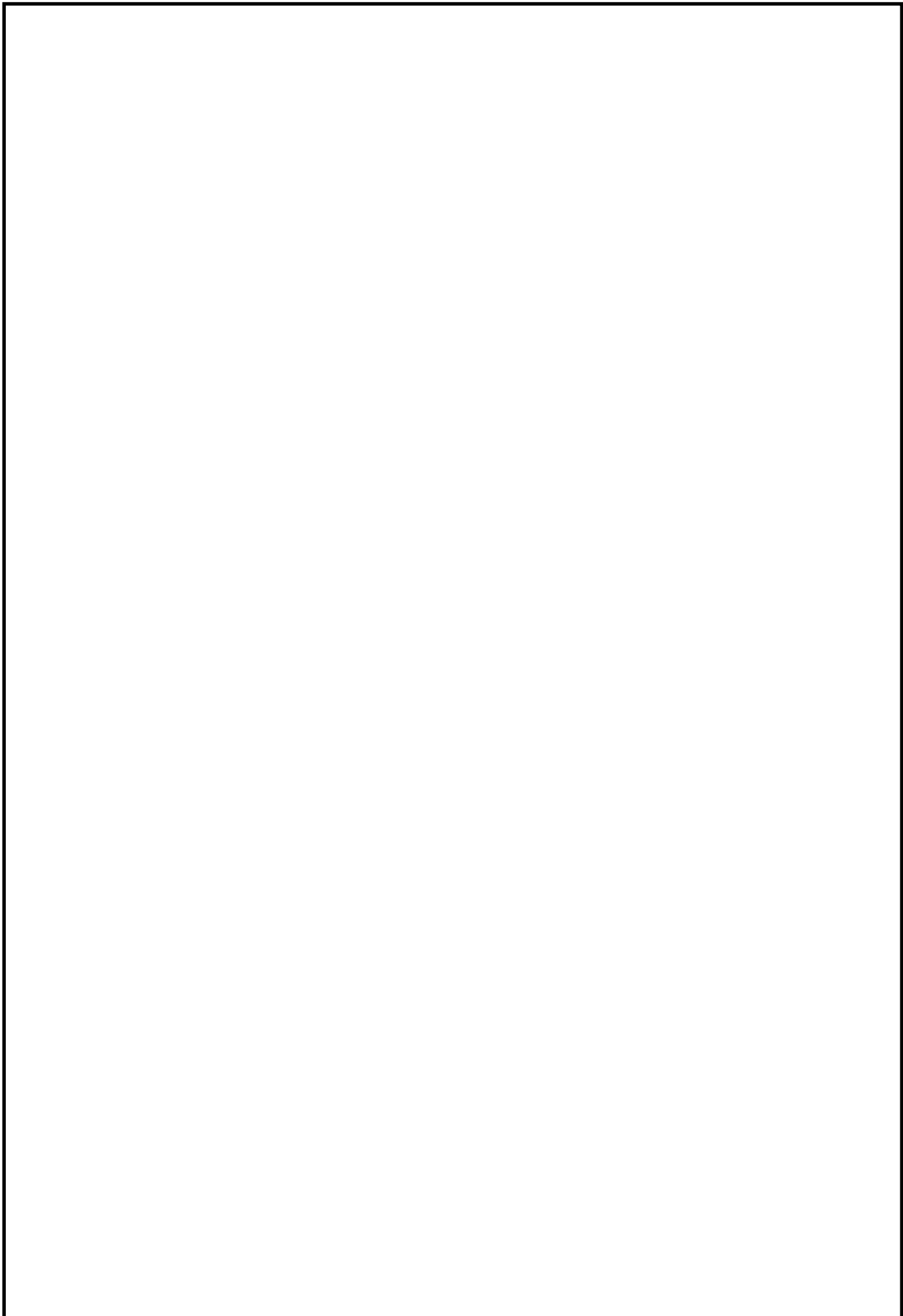
										Лист
										103
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						



						<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		104

						Лист
						105
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

						<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		106



						<i>Лист</i>
						107
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

										<i>Лист</i>
										108
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>						

						Лист
						109
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

									<i>Лист</i>
									110
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>					