

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

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

(наименование кафедры)

23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы

(направленность (профиль)/специализация)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

на тему Переднеприводный легковой автомобиль 2-го кл.

Модернизация коробки передач

Студент

А.С.Редозубов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

И.В.Турбин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

И.В. Краснопевцева

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

А.М. Москалюк

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

С.А.Гудкова

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Допустить к защите

И.о. заведующего кафедрой

к.т.н., доцент А.В. Бобровский

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

(личная подпись)

« ____ »

20 ____ г.

Тольятти 2018

АННОТАЦИЯ

В этом дипломном проекте на тему "Переднеприводный автомобиль 2-го класса. Коробка передач" рассматривает 5-ступенчатую трансмиссию автомобиля ВАЗ-2170. Для оценки данной конструкции будет проведено технико-экономическое обоснование проекта, динамическое, тяговое усилие и прочностной расчеты.

Чтобы лучше узнать возможности этого изменения, параметры ВСХ, баланс тягового, текущий баланс, динамический фактор, время и способ ускорения, топливная экономичность определены.

В экономической части проводится оценка конструкторских показателей надежности и долговечности, оценка публичного значения проекта, а также определяются производственные затраты на переключение передач.

Проект разрабатывает технологический процесс сборки коробки передач, а также деятельность по промышленной безопасности и экологии.

В рамках дипломного проекта по безопасности и экологии анализируется применение модернизированной трансмиссии для обеспечения соответствия требованиям ЕЭК ООН.

ANNOTATE

In this diploma project on " Front-wheel drive car of the 2nd class. Gearbox " is considered a 5-speed gearbox car VAZ-2170. To assess the presented design will be carried out a feasibility study of the project, traction-dynamic and strength calculations.

For a more complete introduction to the possibilities of this modification, the parameters of the WCC, traction balance, power balance, dynamic factor, time and way of acceleration, fuel efficiency are determined.

In the economic part of the assessment of design indicators of reliability and durability, evaluation of the social significance of the project and determined the production cost of the gearbox.

The project has developed a technological process of Assembly of the gearbox, as well as measures for industrial safety and environment.

As part of the diploma project on safety and environmental friendliness, the analysis of the application of the modernized transmission of the car for compliance with the requirements of the UNECE.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. Состояние вопроса	6
1.1. Назначение и требования предъявляемые коробкам передач	6
1.2. Классификация конструкций коробок передач.	9
1.3. Выбор и обоснование вносимых изменений в конструкцию коробки передач.....	15
1.4. Состав и описание вносимых изменений в конструкцию коробки передач.....	15
2. Защита интеллектуальной собственности (не предусмотрено).....	15
3. Конструкторская часть	16
3.1 Тягово-динамический расчет автомобиля	17
3.2 Расчет деталей коробки передач.....	40
4. Технологическая часть	63
5. Экономическая эффективность проекта	69
6. Безопасность и экологичность объекта	90
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	96
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ	97
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	99

ВВЕДЕНИЕ

Отрасль автомобилестроения одно из ведущих направлений развития мировой экономики. Эффективная работа автотранспорта имеет огромное значение для всех остальных отраслей промышленности. Инновации и разработка новых технологий, также имеют немаловажное значение для развития всей мировой промышленности.[1]

Основными направлениями для дальнейшего развития технического уровня автомобилей - это уменьшение расхода топлива и масла, уменьшение трудоемкости техобслуживания, уменьшение себестоимости материалов на изготовление автомобиля, уменьшение уровня шума, токсичности выхлопных газов, улучшение надежности и безопасности автомобилей.

Достичь топливной экономичности можно за счет меньшей массы автомобиля, улучшение аэродинамики кузова автомобиля, установление более современных двигателей, или переводом на другие виды топлива, например, газ или дизель. Применение более совершенных конструкций в трансмиссии и других узлах. Более широкое применение электронных технологий, позволяющих работать автомобилям в оптимальных режимах. Массу автомобиля можно уменьшать за счет новых технологичных конструкционных материалов, алюминий, углепластик, современные высокопрочные стали, легированные стали и т.д. [2]

Внедрение системы трехмерного проектирования позволит уменьшить трудоемкость конструкторских работ и обеспечить высокую точность и высокое качество изготовления деталей для автоматизированных линий производства.

Основной целью данного дипломного проекта является улучшение показателей динамичности автомобиля ВАЗ-2170, при одновременном сохранении общей компоновки конструкции.

1 Состояние вопроса

1.1 Назначение и требования предъявляемые к коробкам передач.

Коробка переключения передач предназначена для обеспечения изменения крутящего момента и скорости вращения коленчатого вала двигателя для обеспечения различных тяговых сил и скоростей вращения на ведущих колесах автомобиля. Это необходимо для трогания с места и разгона автомобиля, а также для движения в различных условиях дороги. Также коробка передач должна иметь возможность для движения автомобиля задним ходом и долговременного отсоединения двигателя и трансмиссии. Такое назначение коробки передач определяется особенностью крутящего момента двигателя внутреннего сгорания, который не может обеспечить движение автомобиля в различных условиях.[3], [4]

Общие требования, предъявляемые к коробкам передач.

1) обеспечение автомобилю требуемых динамических и экономических качеств. Динамические качества определяются низшими передачами в коробке передач, передаточные числа которых должны подбираться таким образом, чтобы с одной стороны обеспечить динамику разгона автомобиля, а с другой стороны не иметь разрыва с экономическими передачами обеспечивающими экономический режим движения автомобиля. Обычно динамические свойства автомобиля оцениваются через время разгона в диапазоне 0-100 км/ч. В последнее время динамические свойства также оцениваются в виде времени разгона в диапазонах 40-100, 60-100, 80-120 км/ч и др. Это необходимо для оценки динамических свойств автомобиля для имитации обгона. Экономичность автомобиля оценивается для нескольких режимов движения. Чаще всего это: городской режим движения, загородный и смешанный. При этом в городском режиме движения влияние экономических высших передач

[5]

минимально, так как в городских условиях высшие передачи используются редко. При этом для загородного движения именно высшие передачи будут формировать экономические свойства автомобиля, прежде всего. [2] [3]

2) обеспечение нейтральной «передачи».

Необходимость длительного по времени отсоединения двигателя и трансмиссии обусловлена требованием к работе двигателя на холостых оборотах при стоящем автомобиле. Это легко обеспечить для механических коробок передач, но, например, для гидротрансформаторов – это требует специальных режимов управления.

3) обеспечение удобства управления коробкой передач. Коробка передач, как и любой орган управления, требует механических воздействий со стороны водителя, что в свою очередь ведет к утомляемости водителя. Поэтому расположение рычагу управления коробкой передач, усилия при включении-выключении передач, хода переключений – все это важные параметры формирующие эргономику управления коробкой передач и требующие пристального внимания на этапе проектирования.

4) обеспечение низкого уровня шума и вибраций. [6], [8]

Коробка передач является источником шума и вибраций вследствие своих функциональных назначений и особенностей конструкции, поэтому уровень излучаемого коробкой передач шума и вибраций всегда являются контролируемыми параметрами. Особенно важным данный критерий стал в последние годы, так как требования по снижению шума и вибраций со стороны потребителей неуклонно растут. Также необходимо учитывать, что уровень шума является законодательно ограниченной характеристикой автомобиля.

5) обеспечение высокого значения коэффициента полезного действия. Коэффициент полезного действия является интегральной оценкой уровня конструкции коробки передач. Так как все ошибки конструкции, технологии и производства ведут к снижению эффективности коробки передач. Для современных

механических коробок передач, легковых автомобилей, уровень коэффициента полезного действия составляет примерно 0,90...0,94.

6) обеспечение надежности в эксплуатации. Современный подход к процессу эксплуатации автомобиля заключается в минимизации вероятности выхода из строя какого-либо из узлов или деталей автомобиля в расчетный период эксплуатации (обычно 150...300 тыс.км). То есть, коробка передач (как и другие узлы) должна обеспечить работу без поломок с высокой степенью вероятности. [4]

7) обеспечение простоты обслуживания. Современные коробки передач легковых автомобилей в своем большинстве имеет только одну периодическую операцию технического обслуживания – это замена масла (обычно один раз в 30...100 тыс км пробега автомобиля). Данное требование направлено на снижение стоимости обслуживания коробки передач в процессе эксплуатации. [10]

8) обеспечение низкой стоимости. Стоимость коробки передач всегда необходимо рассматривать совместно с ее функциональными возможностями. То есть каждая дополнительная функция будет иметь определенную стоимость. Например, применение шестиступенчатой коробки передач в сравнении с пятиступенчатой, здесь необходимо оценивать получаемые преимущества и дополнительные затраты.

Кроме общих требований, иногда, к коробкам передач применяются специальные требования, такие как: обеспечение возможности буксировки автомобиля, обеспечение возможности отбора мощности от коробки передач или наоборот – обеспечение возможности подвода дополнительной мощности (например, для гибридных трансмиссий). [5]

1.2 Классификация конструкций коробок передач.

По количеству ступеней коробки передач делятся на три типа: ступенчатые и частично бесступенчатые и полностью бесступенчатые. Коробки передач полностью бесступенчатые можно делятся на КПП со статическими передачами и КПП с динамическими передачами.

По характеру регулирования передаточного числа бесступенчатые коробки передач можно разделить на саморегулируемые и несаморегулируемые. Гидротрансформатор является саморегулируемой конструкцией, а гидростатическая (гидрообъемная) передача — несаморегулируемой. [6], [7]

По принципу преобразования момента двигателя передаваемого коробкой передач делятся на следующие виды:

- 1) шестеренчатые, импульсные, фрикционные — т.е. механические;
- 2) жидкостные-гидравлические (гидро-статические или гидро-объемные и гидро-динамические);
- 3) гидромеханические (комбинация двух первых типов);
- 4) электрические.

На автомобилях устанавливают ступенчатые механические (шестеренные) коробки передач и бесступенчатые или частично бесступенчатые гидромеханические коробки передач; в редких случаях 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 изготовления требуется большое количество меди. Их применяют в автобусах и автомобилях специального назначения.

Основным элементом гидро-динамических и гидро-механических КПП, обеспечивающие бесступенчатые изменения передаточных чисел, это гидротрансформатор.

Гидро-динамические передачи имеют не особо большое применение вследствие их ограниченного максимального коэффициента трансформации и не лучших эксплуатационных качеств.

Большее распространение получили гидро-механические КПП. Поскольку гидротрансформатор является хорошим механизмом для разгона, то он находит применение на автобусах, эксплуатация которых характеризуется частыми остановками. Гидромеханические коробки передач находят на легковых автомобилях сравнительно малое применение. Преимуществами таких коробок передач являются: облегчение управления, возможность движения с очень малыми скоростями, заглушить двигатель невозможно при перегрузках, плавность и скорость разгона. Но при этом есть следующие недостатки это: сложность конструкции и дороговизна обслуживания, а также низкий КПД гидро-трансформатора.[8], [9]

Существует конструкционная схема четырехступенчатой планетарной коробки передач типа Вильсон, устанавливаемой совместно с гидромуфтой. Четырех- и пятиступенчатые коробки передач типа Вильсон применяют в английском и французском автомобилестроении как для легковых автомобилей, так и для автобусов и специальных автомобилей.

При применении планетарных коробок передач увеличивается сложность, а следовательно, и стоимость конструкции. Установка планетарных коробок передач на грузовых автомобилях большой грузоподъемности может быть оправдана возможностью разветвления потока мощности и уменьшения вследствие этого размеров шестерен. Следует отметить, что в планетарных коробках передач большую часть места занимают обычно не шест., а громоздкие тормоза и фрикционы, с помощью которых включается та или иная передача; поэтому планетарные многоступенчатые передачи не получили большого распространения.

В настоящее время планетарные коробки передач (без гидротрансформатора) в основном устанавливают на автобусах. Кроме коробки передач типа Вильсона применяют также планетарные коробки передач Хоббса, Коталя и др.

Иногда планетарные передачи применяют в качестве дополнения к обычной коробке передач с неподвижными осями (например, ускоряющая передача). Показана схема и конструкция ускоряющей передачи английской фирмы Мосс Гир, предназначенной для установки перед коробкой передач и имеющей Передаточное число 0,75. Включение ускоряющей передачи осуществляется тормозом, управляемым с помощью вакуум-камеры. При переходе на прямую передачу блокирование планетарной передачи осуществляется с помощью механизма свободного хода. В этом случае при движении накатом двигатель автоматически отключается от коробки передач. Для блокировки свободного хода достаточно включить ускоряющую передачу. Планетарные передачи могут быть как с внешним зацеплением, так и с внутренним (обычно в комбинации с внешним). Последние передачи имеют больший КПД. [10], [11]

В коробках передач с неподвижными осями переключение передач можно производить с помощью подвижных шестерен или при постоянном зацеплении шестерен — с помощью подвижных зубчатых муфт. Первый способ переключения используется большей частью для шестерен первой передачи и заднего хода, а для переключения остальных передач пользуются вторым способом. Коробки передач, в которых все передачи переключаются с помощью подвижных шестерен, в настоящее время применяют 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 увеличить шумность коробки вследствие нарушения правильности зацепления. Однако такие коробки передач имеют минимальный вес и габаритные размеры. В некоторых конструкциях коробок передач переключение всех передач осуществляется только с помощью

зубчатых муфт. Наличие шестерен, находящихся в постоянном зацеплении, допускает установку синхронизаторов, а также использование косых зубьев вместо прямых, что уменьшает шумность. Шест. с шевронными зубьями не получили распространения в коробках передач, хотя в некоторых случаях их применяют даже в коробках передач малолитражных автомобилей. Возможно, что с совершенствованием технологии такие зубья получат более широкое применение.

Коробки передач с неподвижными осями изготавливаются как с приспособлениями для безударного включений (синхронизаторами), так и без них. Синхронизаторы для коробок передач грузовых автомобилей в настоящее время получают все большее распространение (см. рис.1.3.).

В ФРГ для автобусов, работающих в горных условиях, применяют шестиступенчатую коробку передач ZF-Медиа. Эта коробка является многовальнoй. Включение передач производится с помощью многодисковых муфт.

Такая коробка передач обеспечивает возможность переключения передач без перерыва в передаче мощности, т.е. так же как в планетарных коробках передач. Однако ее габаритные размеры и вес, несмотря на применение алюминиевого картера, весьма велики. Коробка передач такого типа, передающая крут-й момент 50 кгм, имеет вес 250 кг, а коробка передач Дэвид Браун 557, рассчитанная на передачу такого же крутящего момента, весит 186 кг. [12]

Для автобусов разработаны трех- и двухступенчатые коробки передач Гидро-Медиа такого же типа в сочетании с гидротрансформатором.

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 потери мощности и износ шестерен и подшипников. Поэтому наибольшее распространение получили коробки передач с соосным расположением ведущего и ведомого валов.

Четырехступенчатые коробки передач. В настоящее время наибольшее распространение получила схема четырехступенчатой коробки передач с шестернями постоянного зацепления. Такая конструкция коробки передач допускает установку синхронизаторов на двух или четырех передачах. Так как все шест. коробки передач находятся в постоянном зацеплении (кроме шестерен заднего хода), можно использовать косозубые шест., что уменьшает шум и динамические нагрузки. [13], [14]

В схеме четырехступенчатой коробки передач допускается установка одного двухстороннего и одного одностороннего синхронизатора. Так как при изменении скорости вращения любой шест. постоянного зацепления изменяется скорость вращения всех остальных шестерен, тогда шест. низших передач, установленные на ведомом валу, имеют большой диаметр, а при применении шестерен постоянного зацепления их количество увеличивается. Поэтому шест. низшей передачи, включаемой при неподвижном автомобиле и весьма мало используемой, часто делают скользящими, хотя они при этом быстрее разрушаются вследствие скола и смятия торцов. Поскольку автомобиль большую часть времени (около 70%) движется на прямой передаче, расходуя часть мощности на взбалтывание масла в картере коробки передач, предложен ряд схем с отключением промежуточного вала при включении прямой передачи. Включение прямой передачи при этом производится передвижением шест. ведущего вала, выходящей одновременно из зацепления с шестерней промежуточного вала. В этом случае крепление переднего конца ведомого вала представляет значительные трудности вследствие увеличения консоли ведущего вала. Кроме того, помимо усложнения переключения, при переходе с прямой на более низкую передачу возрастают ударные нагрузки на зубья, и при применении синхронизаторов увеличивается нагрузка на фрикционный элемент

синхронизатора, так как в короткий срок необходимо привести во вращение промежуточный вал, который до этого был неподвижен. Перечисленные недостатки препятствуют применению схем с отключением промежуточного вала.

На германских автомобилях в предвоенные годы применялись коробки передач, в которых каждая шестерня установлена на подшипниках в картере, и валы полностью разгружены от изгибающей нагрузки. Внутри ступиц шестерен помещены дисковые синхронизаторы. Коробки передач такого типа сложнее и дороже обычных. Сконструированные по любой из схем, могут быть выполнены как с синхронизаторами, так и без них. Наибольшее возможное число синхронизируемых передач определяется числом пар шестерен постоянного зацепления. Коробка передач автомобилей МАЗ-200 и ЯАЗ-210 имеет синхронизаторы на четырех высших передачах. Это повышает надежность шестерен, но увеличивая момент инерции деталей, синхронизируемых при переключении, и требует установки на ведомом валу дополнительной шест. заднего хода весьма больших размеров. Наиболее рациональным считается вариант когда пятиступенчатая коробка получена из четырехступенчатой пристройкой еще одной передачи, без нарушения конструкции осн. коробки (см.рис.1.2.). [15]

Наличие промежуточной опоры на ведомом валу повышает жесткость коробки передач. Недостатком является консольное расположение шест. пятой передачи промежуточного вала.

В практике мирового автомобилестроения наблюдается тенденция к более широкому использованию синхронизаторов, так как при этом уменьшается разрушение торцов зубьев при переключениях передач.

Разрушение торцов зубьев шестерен является основным дефектом коробок передач без синхронизаторов. Несмотря на то, что введение синхронизаторов несколько увеличивает общую длину коробки, желательно обеспечить синхронизацию всех передач, начиная со второй.

Шест. привода промежуточного вала (часто называемые шестернями постоянного зацепления; это название после распространения коробок передач с шестернями постоянного зацепления на ряде передач потеряло свой смысл) 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 шест. первой передачи на промежуточном валу для обеспечения достаточной жесткости промежуточного вала. 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 шест. ускоряющей передачи, что ограничивает возможность увеличения передаточного отношения пары шестерен привода промежуточного вала.

1.3 Выбор и обоснование вносимых изменений в конструкцию коробки передач.

Анализ вопроса расчёта ряда передаточных чисел трансмиссии показал, что в теории автомобиля наиболее широкое распространение получили геометрический, арифметический и гармонический законы построения рядов передаточных чисел трансмиссии. При этом поставленной в дипломном проекте задаче улучшения показателей динамичности автомобиля в наибольшей степени соответствует гармонический закон построения ряда передаточных чисел трансмиссии, при котором ряд передаточных чисел выстраивается по синусоиде.

1.4 Состав и описание вносимых изменений в конструкцию коробки передач.

Таким образом, примем гармонический закон для построения ряда передаточных чисел трансмиссии автомобиля LADA PRIORA.

В этой модернизации вся схема переключения передач сохраняется без изменений и обеспечивает минимальное конструктивное изменение хорошо зарекомендовавшей себя стандартной коробки передач.

2 Защита интеллектуальной собственности (не предусмотрено)

3 Конструкторская часть

Отрасль автомобилестроения одно из ведущих направлений развития мировой экономики. Эффективная работа автотранспорта имеет огромное значение для всех остальных отраслей промышленности. Инновации и разработка новых технологий, также имеют немаловажное значение для развития всей мировой промышленности.

Основными направлениями для дальнейшего развития технического уровня автомобилей - это уменьшение расхода топлива и масла, уменьшение трудоемкости техобслуживания, уменьшение себестоимости материалов на изготовление автомобиля, уменьшение уровня шума, токсичности выхлопных газов, улучшение надежности и безопасности автомобилей.

Достичь топливной экономичности можно за счет меньшей массы автомобиля, улучшение аэродинамики кузова автомобиля, установление более современных двигателей, или переводом на другие виды топлива, например, газ или дизель. Применение более совершенных конструкций в трансмиссии и других узлах. Более широкое применение электронных технологий, позволяющих работать автомобилям в оптимальных режимах. Массу автомобиля можно уменьшать за счет новых технологичных конструкционных материалов, алюминий, углепластик, современные высокопрочные стали, легированные стали и т.д.

Внедрение системы трехмерного проектирования позволит уменьшить трудоемкость конструкторских работ и обеспечить высокую точность и высокое качество изготовления деталей для автоматизированных линий производства.

Основной целью данного дипломного проекта является улучшение показателей динамичности автомобиля ВАЗ-2170, при одновременном сохранении общей компоновки конструкции.

3.1 Тягово-динамический расчет автомобиля

3.1.1 Исходные данные

Количество колес

ведущих..... $n_k = 2$

Вес автомобиля,

кг..... $m_o = 1088$

Места в

автомобиле.....5

Высшая скорость а/м,

м/с..... $V_{max} = 48,61$

Наивысшая частота вращения ДВС,

рад/с..... $\omega_{max} = 650$

Низшая частота вращения ДВС,

рад/с..... $\omega_{min} = 105$

Аэродинамическое

сопротивление..... $C_x = 0,56$

Преодолеваемый подъем

автомобилем..... $\alpha_{max} = 0,30$

КПД трансмиссии..... η_{TP}
= 0,91

Площадь миделя, м²..... H
= 2,00

Сопротивление качению..... f_{ko}
= 0,012

Количество скоростей в

КП.....5

Нагрузка на оси автомобиля, % :

ось

передняя.....

.....49

ось

задняя.....

51

Параметр плотности воздуха, кг/м³..... ρ
= 1,293

Параметр плотности топлива,
кг/л..... $\rho_t = 0,72$

[2]

3.1.2 Подготовка исходных данных для тягового расчёта

а) Определение полного веса и его распределение по осям

$$G_A = G_0 + G_{II} + G_B, \quad (3.1)$$

где G_0 - собственный вес автомобиля;

G_n - вес пассажиров;

$G_{\bar{o}}$ - вес багажа;

$$G_0 = m_0 \cdot g = 1088 \cdot 9,807 = 10670 \text{ Н} \quad (3.2)$$

$$G_{II} = G_{II1} \cdot 5 = m_{II1} \cdot g \cdot 5 = 75 \cdot 9,807 \cdot 5 = 3678 \text{ Н} \quad (3.3)$$

$$G_B = G_{B1} \cdot 5 = m_{B1} \cdot g \cdot 5 = 10 \cdot 9,807 \cdot 5 = 490 \text{ Н} \quad (3.4)$$

$$G_A = 10670 + 3678 + 490 = 14838 \text{ Н}$$

$$G_1 = G_A \cdot 49 = 14838 \cdot 49 = 7271 \text{ Н} \quad (3.5)$$

$$G_2 = G_A \cdot 51 = 14838 \cdot 51 = 7567 \text{ Н} \quad (3.6)$$

б) Подбор шин 175/65 R14.

$$r_K = r_{CT} = (0.5 \cdot d + \kappa \cdot \lambda \cdot B) \cdot 10^{-3}, \quad (3.7)$$

где r_k – радиус качения колеса;

r_{CT} – статический радиус колеса;

$B = 175$ – ширина профиля, мм;

$\kappa = 0,65$ – отношение высоты профиля к ширине профиля;

$d = 355,6$ – посадочный диаметр, мм;

$\lambda = 0,85$ – Коэфф. типа шины.

$$r_k = r_{CT} = (0,5 \cdot 355,6 + 0,65 \cdot 0,85 \cdot 175) \cdot 10^{-3} = 0,274 \text{ м}$$

3.1.3 Определение передаточного числа главной передачи

$$U_0 = \frac{r_k}{U_K} \cdot \frac{\omega_{MAX}}{V_{MAX}}, \quad (3.8)$$

где: U_K - Передат. число высшей передачи в коробке передач, на которой обеспечивается максимальная скорость.

Примем значение Передат. число высшей передачи КП равным 0,800.

$$U_0 = (0,274 \cdot 650) / (0,800 \cdot 48,61) = 4,588$$

3.1.4 Внешняя скоростная характеристика двигателя

$$N_v = \frac{1}{\eta_{TP}} \cdot \left(G_A \cdot \psi_v \cdot V_{MAX} + \frac{C_x \cdot \rho}{2} \cdot H \cdot V_{MAX}^3 \right), \quad (3.9)$$

где ψ_v - Коэфф. сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля.

$$\psi_v = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_{MAX}^2}{2000} \right) \quad (3.10)$$

$$\psi_v = 0,012 \cdot (1 + 48,61^2 / 2000) = 0,026$$

$$N_v = (14838 \cdot 0,026 \cdot 48,61 + 0,30 \cdot 1,293 \cdot 2,00 \cdot 48,61^3 / 2) / 0,91 = 69715$$

Вт

$$N_{MAX} = \frac{N_v}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3}, \quad (3.11)$$

где: a, b, c – эмпирические Коэфф.ы (для легковых автомобилей с карбюраторным двигателем $a, b, c = 1$), $\lambda = \omega_{MAX} / \omega_N$ (примем $\lambda = 1,05$).

$$N_{MAX} = 69715 / (1 \cdot 1,05 + 1 \cdot 1,05^2 - 1 \cdot 1,05^3) = 70074 \text{ Вт}$$

$$N_e = N_{MAX} \cdot \left[C_1 \frac{\omega_e}{\omega_N} + C_2 \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right] \quad (3.12)$$

где $C_1 = C_2 = 1$ - Коэфф.ы характеризующие тип двигателя.

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \quad (3.13)$$

Таблица 3.1 - Внешняя скоростная характеристика

Обор. двс, об/мин	Угл. скорость, рад/с	Мощн. двс, кВт	М двс, Н*м
1003	105	13,6	129,1
1400	147	19,6	133,7
1800	188	25,9	137,2
2200	230	32,2	139,6
2600	272	38,4	141,1
3000	314	44,4	141,5
3400	356	50,2	140,9
3800	398	55,4	139,2
4200	440	60,0	136,5

4600	482	63,9	132,7
5000	524	67,0	128,0
5400	565	69,1	122,1
5800	607	70,0	115,3
6200	649	69,7	107,4
6207	650	69,7	107,3

n_e - обороты двигателя, об/мин;

$$n_e = \frac{30 \cdot \omega_e}{\pi}. \quad (3.14)$$

3.1.5 Определение передаточных чисел коробки передач в соответствии с методическими указаниями

$$1) U_1 \geq \frac{G_A \cdot \psi_{MAX} \cdot r_K}{M_{MAX} \cdot \eta_{TP} \cdot U_0}; \quad (3.15)$$

где ψ_{MAX} - Коэфф. сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля с учётом вычтены преодолеваемого подъёма

$$\psi_{MAX} = f_{Vmax} + \alpha_{MAX} = \psi_V + \alpha_{MAX}.$$

$$\psi_{MAX} = 0,026 + 0,30 = 0,326 \quad (3.16)$$

$$U_1 \geq 14838 \cdot 0,326 \cdot 0,274 / (141,5 \cdot 0,91 \cdot 4,588) = 2,249$$

$$2) U_1 \leq \frac{G_{CC} \cdot \varphi \cdot r_K}{M_{MAX} \cdot \eta_{TP} \cdot U_0}, \quad (3.17)$$

где: G_{CC} - сцепной вес автомобиля ($G_{CC} = G_1 \cdot m_1 = 7271 \cdot 0,9 = 6544$ Н,
 m_1 - Коэфф. перераспределения нагрузки на передние колёса), φ -
Коэфф. сцепления ($\varphi = 0,8$).

$$U_1 \leq 6544 \cdot 0,8 \cdot 0,274 / (141,5 \cdot 0,91 \cdot 4,588) = 2,433$$

Примем значение первой передачи равным: $U_1 = 2,400$.

$$q = (U_1 / U_5)^{1/4} = (2,400 / 0,800)^{1/4} = 1,316 \quad (3.18)$$

$$U_2 = U_1 / q = 2,400 / 1,316 = 1,824; \quad (3.19)$$

$$U_3 = U_2 / q = 1,824 / 1,316 = 1,386; \quad (3.20)$$

$$U_4 = U_3 / q = 1,386 / 1,316 = 1,053; \quad (3.21)$$

$$U_5 = 0,800. \quad (3.22)$$

3.1.6 Определение передаточных чисел модернизируемой коробки

При выборе значений передаточных чисел трансмиссии для автомобиля LADA PRIORA в качестве приоритетной рассмотрим задачу улучшения динамичности разгона автомобиля.

Анализ вопроса расчёта ряда передаточных чисел трансмиссии показал, что в теории автомобиля наиболее широкое распространение получили геометрический, арифметический и гармонический законы построения рядов передаточных чисел трансмиссии. При этом поставленной в дипломном проекте задаче улучшения показателей динамичности автомобиля в наибольшей степени соответствует гармонический закон построения ряда передаточных чисел трансмиссии, при котором ряд передаточных чисел выстраивается по синусоиде. Таким образом, примем гармонический закон для построения ряда передаточных чисел трансмиссии автомобиля LADA PRIORA.

При этом будем руководствоваться стремлением сохранить неизменной общую компоновочную схему коробки передач, а также обеспечить минимальные конструктивные изменения хорошо зарекомендовавшей себя в эксплуатации серийной коробки передач.

Серийный ряд передаточных чисел коробки передач автомобиля LADA PRIORA имеет следующие значения передаточных чисел трансмиссии:

Таблица 3.2 -Значения передаточных чисел серийной коробки передач

U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_0
-------	-------	-------	-------	-------	-------

3,63	1,95	1,36	0,94	0,78	3,90
------	------	------	------	------	------

Учитывая желательность сохранения неизменными компоновочных параметров проектируемой коробки передач, значение передаточного числа первой и пятой передач оставляем неизменными и принимаем равным 3,63 и 0,78 соответственно. Значения же второй, третьей и четвертой передачи определим исходя из гармонического закона, в соответствии с соотношениями:

$$U_2 = U_1 - \frac{(U_1 - U_5) \cdot (1 - \sin(3 \cdot \pi / 4))}{2} \quad (3.23)$$

$$U_2 = 3,63 - \frac{(3,63 - 0,78) \cdot (1 - \sin(3 \cdot \pi / 4))}{2} = 3,212$$

$$U_3 = U_1 - \frac{(U_1 - U_5) \cdot (1 - \sin(\pi))}{2} \quad (3.24)$$

$$U_3 = 3,63 - \frac{(3,63 - 0,78) \cdot (1 - \sin(\pi))}{2} = 2,205$$

$$U_4 = U_1 - \frac{(U_1 - U_5) \cdot (1 - \sin(5 \cdot \pi / 4))}{2} \quad (3.25)$$

$$U_4 = 3,63 - \frac{(3,63 - 0,78) \cdot (1 - \sin(5 \cdot \pi / 4))}{2} = 1,197$$

Таким образом, на основании гармонического закона получен следующий ряд передаточных чисел коробки передач: 3,63; 3,212; 2,205; 1,197; 0,78. Но как можно заметить значение передаточного числа второй передачи рассчитанного ряда очень приближено к первой передачи, что делает первую передачу слишком короткой, а ряд передаточных чисел разбалансированным. Чтобы устранить этот недостаток несколько «отодвинем» вторую передачу от первой изменив значение передаточного числа первой передачи на 2,8. В итоге получим следующий ряд передаточных чисел: 3,63; 2,8; 2,205; 1,197; 0,78.

Однако полученные в результате проведённых расчётов значения придаточных чисел второй третьей и четвёртой ступеней коробки передач являются теоретическими и требуют уточнения.

Для этого подберём наиболее приближенные к теоретическим, практически реализуемые значения передаточных чисел, рассчитанные исходя из возможных значений числа зубьев ведущих и ведомых шестерен коробки передач.

Таким образом примем значение передаточного числа второй передачи равным 2,8 (число зубьев ведущей шест. – 15, ведомой – 42); третьей передачи – 2,188 (число зубьев ведущей шест. – 16, ведомой – 354); четвёртой передачи – 1,2 (число зубьев ведущей шест. – 20, ведомой – 24).

Таким образом, ряд придаточных чисел модернизированной коробки передач будет иметь следующие значения передаточных чисел:

Таблица 3.4 - Значения передаточных чисел модернизированной коробки передач

U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_0
3,63	2,8	2,188	1,2	0,78	3,90

Ниже приведены для сравнения расчёт тягово-скоростных свойств и топливной экономичности как для серийного ряда передаточных чисел (таблица 3.2), так и для модернизированного (таблица 3.3).

Расчёт показателей тяговоскоростных свойств и топливной экономичности для серийного ряда передаточных чисел

3.1.7 Скорость движения автомобиля на различных передачах

$$V_A = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_K}{U_{КП} \cdot U_0} \quad (3.26)$$

Таблица 3.3 - Скорость автомобиля на различных передачах

Обор. двс, об/мин	Скор. на 1 пер, м/с	Скор. на 2 пер, м/с	Скор. на 3 пер, м/с	Скор. на 4 пер, м/с	Скор. на 5 пер, м/с
1003	2,0	3,8	5,4	7,9	9,5
1400	2,8	5,3	7,6	11,0	13,2
1800	3,7	6,8	9,8	14,1	17,0
2200	4,5	8,3	11,9	17,3	20,8
2600	5,3	9,8	14,1	20,4	24,6
3000	6,1	11,3	16,3	23,5	28,3
3400	6,9	12,9	18,4	26,7	32,1
3800	7,7	14,4	20,6	29,8	35,9
4200	8,5	15,9	22,8	32,9	39,7
4600	9,3	17,4	24,9	36,1	43,5
5000	10,2	18,9	27,1	39,2	47,2
5400	11,0	20,4	29,3	42,3	51,0
5800	11,8	21,9	31,4	45,5	54,8
6200	12,6	23,4	33,6	48,6	58,6
6207	12,6	23,5	33,6	48,7	58,7

3.1.8 Сила тяги на ведущих колёсах

$$F_T = \frac{M_E \cdot U_{к.л.} \cdot U_0 \cdot \eta_{TP}}{r_K} \quad (3.27)$$

Таблица 3.5 - Тяговый баланс

Обор. двс, об/мин	Ғ тяги на 1 пер, Н	Ғ тяги на 2 пер, Н	Ғ тяги на 3 пер, Н	Ғ тяги на 4 пер, Н	Ғ тяги на 5 пер, Н
1003	6061	3256	2271	1570	1302
1400	6273	3370	2350	1624	1348
1800	6438	3458	2412	1667	1383
2200	6554	3521	2456	1697	1408
2600	6622	3557	2481	1715	1423
3000	6641	3567	2488	1720	1427
3400	6611	3551	2477	1712	1421
3800	6533	3509	2447	1692	1404
4200	6406	3441	2400	1659	1376
4600	6230	3347	2334	1613	1339
5000	6006	3226	2250	1555	1290
5400	5733	3080	2148	1484	1232
5800	5411	2907	2027	1401	1163
6200	5041	2708	1889	1305	1083
6207	5034	2704	1886	1304	1082

3.1.9 Силы сопротивления движению

$$F_B = H \cdot \rho_B \cdot C_x \cdot \frac{V_A^2}{2}. \quad (3.28)$$

$$F_f = G_A \cdot f_K; \quad (3.29)$$

$$f_K = f_0 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot V_A^2). \quad (3.30)$$

Таблица 3.6 - Силы сопротивления движению

Скор-ть, м/с	F сопр. возд, Н	F сопр. кач-ю, Н	ΣF сопр. движ-ю, Н
0	0	178	178
5	10	180	190
10	39	187	226
15	87	198	285
20	155	214	369
25	242	234	476
30	349	258	607
35	475	287	762
40	621	321	941
45	785	358	1144
50	970	401	1370
55	1173	447	1621
60	1396	499	1895
65	1639	554	2193

3.1.10 Динамический фактор

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_A}, \quad (3.31)$$

$$D_\varphi = \frac{G_{цл} \cdot \varphi}{G_A}, \quad (3.32)$$

Таблица 3.7 - Динамический фактор на передачах

Обор. двс, об/мин	Дин-й фактор на 1пер	Дин-й фактор на 2пер	Дин-й фактор на 3пер	Дин-й фактор на 4пер	Дин-й фактор на 5пер
1003	0,408	0,219	0,152	0,104	0,085
1400	0,423	0,226	0,157	0,106	0,086
1800	0,434	0,232	0,160	0,107	0,086
2200	0,441	0,235	0,162	0,107	0,084
2600	0,446	0,237	0,162	0,105	0,080
3000	0,447	0,237	0,161	0,101	0,075
3400	0,444	0,235	0,158	0,097	0,069
3800	0,439	0,231	0,154	0,091	0,061
4200	0,430	0,225	0,148	0,083	0,052
4600	0,418	0,218	0,141	0,075	0,041
5000	0,402	0,208	0,132	0,065	0,029
5400	0,383	0,197	0,122	0,053	0,015
5800	0,361	0,183	0,111	0,040	0,000
6200	0,336	0,168	0,098	0,026	-0,017
6207	0,335	0,168	0,098	0,026	-0,017

3.1.11 Ускорения автомобиля

$$j = \frac{(D - \Psi) \cdot g}{\delta_{BP}}, \quad (3.33)$$

где δ_{BP} - Коэфф. учета вращающихся масс,

Ψ - Коэфф. суммарного сопротивления дороги.

$$\Psi = f + i$$

i – величина преодолеваемого подъёма ($i = 0$).

$$\delta_{BP} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_{КП}^2), \quad (3.34)$$

где δ_1 - Коэфф. учёта вращающихся масс колёс; δ_2 - Коэфф. учёта

вращающихся масс двигателя: $\delta_1 = \delta_2 = 0,03$.

Таблица 3.8 - Коэфф. учета вращающихся масс

	$U1$	$U2$	$U3$	$U4$	$U5$
δ_{BP}	1,425	1,144	1,085	1,057	1,048

Таблица 3.9 - Ускорение автомобиля на передачах

Обор двс, об/мин	Ускор. на 1 пер, м/с ²	Ускор. на 2 пер, м/с ²	Ускор. на 3 пер, м/с ²	Ускор. на 4 пер, м/с ²	Ускор. на 5 пер, м/с ²
1003	2,73	1,77	1,27	0,85	0,68
1400	2,83	1,84	1,31	0,87	0,69
1800	2,90	1,88	1,33	0,87	0,67
2200	2,95	1,91	1,35	0,86	0,65
2600	2,98	1,93	1,34	0,84	0,60
3000	2,99	1,92	1,33	0,80	0,55
3400	2,97	1,90	1,30	0,75	0,47
3800	2,93	1,87	1,26	0,68	0,39
4200	2,87	1,82	1,20	0,60	0,28
4600	2,79	1,75	1,13	0,51	0,16
5000	2,68	1,66	1,05	0,40	0,03
5400	2,55	1,56	0,95	0,28	-0,12
5800	2,40	1,44	0,84	0,15	-0,28
6200	2,22	1,31	0,71	0,00	-0,46
6207	2,22	1,31	0,71	0,00	-0,46

3.1.12 Величины обратные ускорениям автомобиля

Таблица 3.10 - Величины обратные ускорениям автомобиля

Обор двс, об/мин	Обр.ускор на 1 пер, с ² /м	Обр.ускор на 2 пер, с ² /м	Обр.ускор на 3 пер, с ² /м	Обр.ускор на 4 пер, с ² /м	Обр.ускор на 5 пер, с ² /м
1003	0,37	0,56	0,79	1,17	1,47
1400	0,35	0,54	0,77	1,15	1,46
1800	0,34	0,53	0,75	1,15	1,49
2200	0,34	0,52	0,74	1,16	1,55
2600	0,34	0,52	0,74	1,19	1,66
3000	0,33	0,52	0,75	1,25	1,83
3400	0,34	0,53	0,77	1,34	2,11
3800	0,34	0,54	0,79	1,47	2,60
4200	0,35	0,55	0,83	1,66	3,55
4600	0,36	0,57	0,88	1,96	6,11
5000	0,37	0,60	0,95	2,48	33,19
5400	0,39	0,64	1,05	3,54	-8,43

5800	0,42	0,69	1,19	6,75	-3,54
6200	0,45	0,76	1,40	-99,12	-2,17
6207	0,45	0,76	1,41	-378,91	-2,15

3.1.13 Время и путь разгона

$$\Delta t = \int_{V_i}^{V_{i+1}} \frac{1}{j} dV \approx \left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_{i+1} \cdot (V_{i+1} - V_i). \quad (3.35)$$

$$\left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_\kappa = \frac{(1/j)_{\kappa-1} + (1/j)_\kappa}{2}, \quad (3.36)$$

где κ – порядковый номер интервала.

$$\Delta t = \left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_\kappa \cdot (V_\kappa - V_{\kappa-1}) \quad (3.37)$$

$$t_1 = \Delta t_1, \quad t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_2, \quad t_n = \sum_{\kappa=1}^n \Delta t_\kappa. \quad (3.38)$$

где t_1 – время разгона от скорости V_o до скорости V_1 ,

t_2 – время разгона до скорости V_3 .

Таблица 3.11 - Время разгона автомобиля

Диап. скор, м/с	Площ, мм ²	Вр. t, с
0-5	206	1,0
0-10	619	3,1
0-15	1196	6,0
0-20	1924	9,6
0-25	2866	14,3
0-30	4121	20,6
0-35	5788	28,9
0-40	7968	39,8
0-45	10758	53,8

$$\Delta S = V_{CPk} \cdot (t_k - t_{k-1}) = V_{CPk} \cdot \Delta t_k, \quad (3.39)$$

где $k = 1 \dots m$ – порядковый номер интервала, m выбирается произвольно ($m = n$).

Путь разгона от скорости V_o

до скорости V_1 : $S_1 = \Delta S_1$,

до скорости V_2 : $S_2 = \Delta S_1 + \Delta S_2$,

до скорости V_n : $S_n = \sum_{k=1}^m \Delta S_k$

Таблица 3.12 - Путь разгона автомобиля

Диап. скор, м/с	Площ, мм ²	ПутьS, м
0-5	52	3
0-10	361	18
0-15	1083	54
0-20	2356	118
0-25	4475	224
0-30	7926	396
0-35	13346	667
0-40	21519	1076
0-45	33378	1669

3.1.14 Мощностной баланс

$$N_K = N_e \cdot \eta_{TP} = N_f + N_{II} + N_B + N_j,$$

(3.40)

N_f - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению;

N_B - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

N_{II} - мощность, затрачиваемая на преодоление подъема ($N_{II} = 0$);

N_j - мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля ($N_i = 0$).

Таблица 3.13 - Мощностной баланс

Обор. двс, об/мин	Мощн. на кол., кВт
1003	12,3
1400	17,8
1800	23,5
2200	29,3
2600	35,0
3000	40,4
3400	45,6
3800	50,4
4200	54,6
4600	58,2
5000	61,0

5400	62,9
5800	63,7
6200	63,5
6207	63,4

Таблица 3.14 - Мощность сопротивления движению

Скор., м/с	Мощн. сопр. возд.	Мощн. сопр. кач-я	Сумм. мощн. сопр.
0	0,0	0,0	0,0
5	0,0	0,9	0,9
10	0,4	1,9	2,3
15	1,3	3,0	4,3
20	3,1	4,3	7,4
25	6,1	5,8	11,9
30	10,5	7,7	18,2
35	16,6	10,0	26,7
40	24,8	12,8	37,6
45	35,3	16,1	51,5
50	48,5	20,0	68,5
55	64,5	24,6	89,1
60	83,8	29,9	113,7
65	106,5	36,0	142,5

3.1.15 Топливоно-экономическая характеристика

$$Q_s = \frac{1.1 \cdot g_{e\min} K_H \cdot K_E (N_f + N_B)}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \quad (3.41)$$

где: $g_{E\min} = 290$ г/(кВт·ч) – минимальный удельный расход топлива.

$$K_H = 1,152 \cdot H^2 - 1,728 \cdot H + 1,523 \quad (3.42)$$

$$K_E = 0,53 \cdot E^2 - 0,753 \cdot E + 1,227 \quad (3.43)$$

$$I = \frac{N_f + N_B}{N_T}; \quad E = \frac{w_e}{w_{eN}} \quad (3.44)$$

Таблица 3.15 - Путевой расход топлива на высшей передаче

Обор. двс, об/мин	Скор., м/с	Значение И	Значение Е	Значение К _И	Значение К _Е	Значение Q _с
1003	9,5	0,170	0,170	1,263	1,165	4,4
1400	13,2	0,194	0,237	1,231	1,128	4,9
1800	17,0	0,228	0,304	1,188	1,097	5,6
2200	20,8	0,273	0,372	1,137	1,070	6,3
2600	24,6	0,327	0,440	1,081	1,048	7,1
3000	28,3	0,393	0,507	1,022	1,031	8,0
3400	32,1	0,472	0,575	0,964	1,019	8,9
3800	35,9	0,565	0,643	0,914	1,012	9,9
4200	39,7	0,675	0,710	0,881	1,010	11,2
4600	43,5	0,806	0,778	0,879	1,012	13,0
5000	47,2	0,963	0,846	0,927	1,019	15,9
5400	51,0	1,153	0,913	1,062	1,031	21,0
5800	54,8	1,385	0,981	1,340	1,048	30,6

Расчёт показателей тяговоскоростных свойств и топливной

экономичности для модернизированного ряда передаточных чисел

3.1.16 Скорость движения автомобиля на различных передачах

$$V_A = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_K}{U_{КП} \cdot U_0} \quad (3.45)$$

Таблица 3.16 - Скорость автомобиля на различных передачах

Обор. двс, об/мин	Скор. на 1 пер, м/с	Скор. на 2 пер, м/с	Скор. на 3 пер, м/с	Скор. на 4 пер, м/с	Скор. на 5 пер, м/с
1003	2,0	2,6	3,4	6,2	9,5
1400	2,8	3,7	4,7	8,6	13,2
1800	3,7	4,7	6,1	11,1	17,0
2200	4,5	5,8	7,4	13,5	20,8
2600	5,3	6,8	8,8	16,0	24,6
3000	6,1	7,9	10,1	18,4	28,3

3400	6,9	8,9	11,5	20,9	32,1
3800	7,7	10,0	12,8	23,3	35,9
4200	8,5	11,1	14,1	25,8	39,7
4600	9,3	12,1	15,5	28,3	43,5
5000	10,2	13,2	16,8	30,7	47,2
5400	11,0	14,2	18,2	33,2	51,0
5800	11,8	15,3	19,5	35,6	54,8
6200	12,6	16,3	20,9	38,1	58,6
6207	12,6	16,3	20,9	38,1	58,7

3.1.17 Сила тяги на ведущих колёсах

$$F_T = \frac{M_E \cdot U_{к.л.} \cdot U_0 \cdot \eta_{TP}}{r_K} \quad (3.46)$$

Таблица 3.17 - Тяговый баланс

Обор. двс, об/мин с	F тяги на 1 пер, Н	F тяги на 2 пер, Н	F тяги на 3 пер, Н	F тяги на 4 пер, Н	F тяги на 5 пер, Н
1003	6061	4675	3653	2004	1302
1400	6273	4839	3781	2074	1348
1800	6438	4966	3880	2128	1383
2200	6554	5056	3951	2167	1408
2600	6622	5108	3991	2189	1423
3000	6641	5122	4003	2195	1427
3400	6611	5099	3985	2185	1421
3800	6533	5039	3938	2160	1404
4200	6406	4941	3861	2118	1376
4600	6230	4805	3755	2059	1339
5000	6006	4632	3620	1985	1290
5400	5733	4422	3455	1895	1232
5800	5411	4174	3262	1789	1163
6200	5041	3888	3038	1666	1083
6207	5034	3883	3034	1664	1082

3.1.18 Силы сопротивления движению

$$F_B = H \cdot \rho_B \cdot C_x \cdot \frac{V_A^2}{2}. \quad (3.47)$$

$$F_f = G_A \cdot f_K; \quad (3.48)$$

$$f_K = f_0 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot V_A^2). \quad (3.49)$$

Таблица 3.18 - Силы сопротивления движению

Скор-ть, м/с	F сопр. возд, Н	F сопр. кач-ю, Н	ΣF сопр. движ-ю, Н
0	0	178	178
5	10	180	190
10	39	187	226
15	87	198	285
20	155	214	369
25	242	234	476
30	349	258	607
35	475	287	762
40	621	321	941
45	785	358	1144
50	970	401	1370
55	1173	447	1621
60	1396	499	1895
65	1639	554	2193

3.1.19 Динамический фактор

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_A}, \quad (3.50)$$

$$D_\varphi = \frac{G_{сц} \cdot \varphi}{G_A}, \quad (3.51)$$

Таблица 3.19 - Динамический фактор на передачах

Обор. двс, об/мин	Дин-й фактор на 1пер	Дин-й фактор на 2пер	Дин-й фактор на 2пер	Дин-й фактор на 2пер	Дин-й фактор на 2пер
1003	0,408	0,315	0,246	0,134	0,085
1400	0,423	0,326	0,254	0,138	0,086
1800	0,434	0,334	0,261	0,140	0,086
2200	0,441	0,340	0,265	0,141	0,084

2600	0,446	0,343	0,267	0,141	0,080
3000	0,447	0,344	0,267	0,139	0,075
3400	0,444	0,342	0,265	0,136	0,069
3800	0,439	0,337	0,261	0,131	0,061
4200	0,430	0,330	0,255	0,125	0,052
4600	0,418	0,320	0,247	0,118	0,041
5000	0,402	0,308	0,237	0,109	0,029
5400	0,383	0,293	0,224	0,099	0,015
5800	0,361	0,275	0,210	0,087	0,000
6200	0,336	0,255	0,193	0,074	-0,017
6207	0,335	0,255	0,193	0,074	-0,017

3.1.20 Ускорения автомобиля

$$j = \frac{(D - \Psi) \cdot g}{\delta_{BP}}, \quad (3.52)$$

где δ_{BP} - Коэфф. учета вращающихся масс,

Ψ - Коэфф. суммарного сопротивления дороги.

$$\Psi = f + i$$

i – величина преодолеваемого подъёма ($i = 0$).

$$\delta_{BP} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_{KP}^2), \quad (3.53)$$

где: δ_1 - Коэфф. учёта вращающихся масс колёс; δ_2 - Коэфф. учёта вращающихся масс двигателя: $\delta_1 = \delta_2 = 0,03$.

Таблица 3.20 - Коэфф. учета вращающихся масс

	$U1$	$U2$	$U3$	$U4$	$U5$
δ_{BP}	1,425	1,265	1,174	1,073	1,048

Таблица 3.21 - Ускорение автомобиля на передачах

Обор двс, об/мин	Ускор. на 1 пер, м/с ²	Ускор. на 2 пер, м/с ²	Ускор. на 3 пер, м/с ²	Ускор. на 4 пер, м/с ²	Ускор. на 5 пер, м/с ²
1003	2,73	2,35	1,95	1,11	0,68
1400	2,83	2,43	2,02	1,15	0,69
1800	2,90	2,50	2,08	1,17	0,67
2200	2,95	2,54	2,11	1,17	0,65
2600	2,98	2,56	2,13	1,16	0,60

3000	2,99	2,57	2,13	1,14	0,55
3400	2,97	2,55	2,11	1,11	0,47
3800	2,93	2,51	2,07	1,06	0,39
4200	2,87	2,46	2,02	1,00	0,28
4600	2,79	2,38	1,95	0,92	0,16
5000	2,68	2,28	1,86	0,84	0,03
5400	2,55	2,17	1,76	0,73	-0,12
5800	2,40	2,03	1,63	0,62	-0,28
6200	2,22	1,87	1,49	0,49	-0,46
6207	2,22	1,87	1,49	0,49	-0,46

3.1.21 Величины обратные ускорениям автомобиля

Таблица 3.22 - Величины обратные ускорениям автомобиля

Обор двс, об/мин	Обр.ускор . на 1пер, с2/м	Обр.ускор . на 2пер, с2/м	Обр.ускор . на 3пер, с2/м	Обр.ускор . на 4пер, с2/м	Обр.ускор . на 5пер, с2/м
1003	0,37	0,43	0,51	0,90	1,47
1400	0,35	0,41	0,49	0,87	1,46
1800	0,34	0,40	0,48	0,86	1,49
2200	0,34	0,39	0,47	0,85	1,55
2600	0,34	0,39	0,47	0,86	1,66
3000	0,33	0,39	0,47	0,88	1,83
3400	0,34	0,39	0,47	0,90	2,11
3800	0,34	0,40	0,48	0,94	2,60
4200	0,35	0,41	0,49	1,00	3,55
4600	0,36	0,42	0,51	1,08	6,11
5000	0,37	0,44	0,54	1,20	33,19
5400	0,39	0,46	0,57	1,36	-8,43
5800	0,42	0,49	0,61	1,61	-3,54
6200	0,45	0,53	0,67	2,04	-2,17
6207	0,45	0,53	0,67	2,05	-2,15

3.1.22 Время и путь разгона

$$\Delta t = \int_{V_i}^{V_{i+1}} \frac{1}{j} dV \approx \left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_{i+1} \cdot (V_{i+1} - V_i). \quad (3.54)$$

$$\left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_K = \frac{(1/j)_{K-1} + (1/j)_K}{2}, \quad (3.55)$$

где κ – порядковый номер интервала.

$$\Delta t = \left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_{\kappa} \cdot (V_{\kappa} - V_{\kappa-1})$$

$$t_1 = \Delta t_1, \quad t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_2, \quad t_n = \sum_{\kappa=1}^n \Delta t_{\kappa}.$$

(3.56)

где t_1 – время разгона от скорости V_o до скорости V_1 ,

t_2 – время разгона до скорости V_2 .

Таблица 3.23 - Время разгона автомобиля

Диап. скор, м/с	Площ, мм ²	Вр. t, с
0-5	177	0,9
0-10	531	2,7
0-15	973	4,9
0-20	1544	7,7
0-25	2274	11,4
0-30	3238	16,2
0-35	4511	22,6
0-40	6169	30,8
0-45	8286	41,4

$$\Delta S = V_{CPk} \cdot (t_k - t_{k-1}) = V_{CPk} \cdot \Delta t_k,$$

(3.57)

где $k = 1 \dots m$ – порядковый номер интервала, m выбирается произвольно ($m = n$).

Путь разгона от скорости V_o

до скорости V_1 : $S_1 = \Delta S_1$,

до скорости V_2 : $S_2 = \Delta S_1 + \Delta S_2$,

$$\text{до скорости } V_n: S_n = \sum_{k=1}^m \Delta S_k$$

(3.58)

Таблица 3.24 - Путь разгона автомобиля

Диап. скор, м/с	Площ, мм ²	ПутьS, м
0-5	44	2
0-10	310	15
0-15	863	43
0-20	1862	93
0-25	3504	175
0-30	6155	308
0-35	10293	515
0-40	16509	825
0-45	25508	1275

3.1.23 Мощностной баланс

$$N_K = N_e \cdot \eta_{TP} = N_f + N_{II} + N_B + N_j,$$

(3.59)

N_f - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению;

N_B - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

N_{II} - мощность, затрачиваемая на преодоление подъема ($N_{II} = 0$);

N_j - мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля ($N_i = 0$).

Таблица 3.25. Мощностной баланс

Обор. двс, об/мин	Мощн. на кол., кВт
1003	12,3
1400	17,8
1800	23,5
2200	29,3
2600	35,0
3000	40,4
3400	45,6
3800	50,4
4200	54,6
4600	58,2
5000	61,0
5400	62,9

5800	63,7
6200	63,5
6207	63,4

Таблица 3.26 - Мощность сопротивления движению

Скор., м/с	Мощн. сопр. возд.	Мощн. сопр. кач-я	Сумм. мощн. сопр.
0	0,0	0,0	0,0
5	0,0	0,9	0,9
10	0,4	1,9	2,3
15	1,3	3,0	4,3
20	3,1	4,3	7,4
25	6,1	5,8	11,9
30	10,5	7,7	18,2
35	16,6	10,0	26,7
40	24,8	12,8	37,6
45	35,3	16,1	51,5
50	48,5	20,0	68,5
55	64,5	24,6	89,1
60	83,8	29,9	113,7
65	106,5	36,0	142,5

3.1.24 Топливоно-экономическая характеристика

$$Q_s = \frac{1.1 \cdot g_{\min} K_H \cdot K_E (N_f + N_B)}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \quad (3.60)$$

где $g_{\min} = 290$ г/(кВт·ч) – минимальный удельный расход топлива.

$$K_H = 1,152 \cdot H^2 - 1,728 \cdot H + 1,523 \quad (3.61)$$

$$K_E = 0,53 \cdot E^2 - 0,753 \cdot E + 1,227$$

(3.62)

$$I = \frac{N_f + N_B}{N_T}; \quad E = \frac{w_e}{w_{eN}}$$

(3.63)

Таблица 3.27 - Путевой расход топлива на высшей передаче

Обор. двс, об/мин	Скор., м/с	Значение И	Значение Е	Значение К _И	Значение К _Е	Значение Q _s
1003	9,5	0,170	0,170	1,263	1,165	4,4
1400	13,2	0,194	0,237	1,231	1,128	4,9
1800	17,0	0,228	0,304	1,188	1,097	5,6
2200	20,8	0,273	0,372	1,137	1,070	6,3
2600	24,6	0,327	0,440	1,081	1,048	7,1
3000	28,3	0,393	0,507	1,022	1,031	8,0
3400	32,1	0,472	0,575	0,964	1,019	8,9
3800	35,9	0,565	0,643	0,914	1,012	9,9
4200	39,7	0,675	0,710	0,881	1,010	11,2
4600	43,5	0,806	0,778	0,879	1,012	13,0
5000	47,2	0,963	0,846	0,927	1,019	15,9
5400	51,0	1,153	0,913	1,062	1,031	21,0
5800	54,8	1,385	0,981	1,340	1,048	30,6

3.2 Расчёт деталей коробки передач

В связи с тем, что темой данного проекта является модернизация серийной коробки передач LADA PRIORA, то общая компоновочная схема сохраняется прежней.

3.2.1 Выбор материала деталей коробки передач

Для производства косозубых эвольвентных цилиндрических колес выбираем материал применяемый при производстве аналогичных зубчатых колес коробок передач выпускаемых ОАО «АвтоВАЗ» - 20ХГНМ.

20ХГНМ – сталь легированная, содержание углерода 0,2%, содержание каждого из легирующих элементов - хром, марганец, никель, молибден - свыше 1%.

3.2.2 Расчёт зубчатой передачи второй ступени коробки передач

Таблица 3.28 - Расчёт параметров зубчатого зацепления второй передачи коробки передач

Стандартизированные значения параметров зацепления:			
Наименование	Формула	Обозначение	Величина
Угол главного профиля, град	-----	α	20
Коэфф. высоты головки зуба	-----	h_a^*	1
Коэфф. высоты ножки зуба	-----	h_f^*	1,25
Коэфф. граничной высоты	$h_l^* = 2 \cdot h_a^*$	h_l^*	2
Коэфф. радиуса кривизны переходной кривой	-----	ρ_f^*	0,38
Коэфф. радиального зазора	-----	c^*	0,25

Продолжение таблицы 3.28

Межосевое расст-е, мм	-----	α_w	68
Число зубьев шест.	-----	Z_1	15
Число зубьев колеса	-----	Z_2	42
Передат. число	-----	U	2,80
Модуль, мм	-----	m	2
Угол накл. линии зубьев, град	-----	β	29
Шаг, мм	-----	p	5

Осевой шаг, мм	$p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta}$	p_x	13,0
Ширина венца ведущей шест., мм	$b_1 = b_2 + (0,4...0,5) \cdot m$	b_1	15,2
Ширина венца ведомого колеса, мм	$b_2 = (1...1,2) \cdot p_x$	b_2	14,3
Абсолютные значения размеров зуба исходного контура:			
Коэфф. высоты головки зуба	$h_\alpha = m \cdot h_\alpha^*$	h_α	2,00
Коэфф. высоты ножки зуба	$h_f = m \cdot h_f^*$	h_f	2,50
Коэфф. граничной высоты	$h_l = m \cdot h_l^*$	h_l	4,00
Коэфф. радиуса кривизны переходной кривой	$\rho_f = m \cdot \rho_f^*$	ρ_f	0,76
Коэфф. радиального зазора	$c = m \cdot c^*$	c	0,50
Расчёт параметров зацепления			
Определение параметров реечного исходного производящего контура для нарезания косозубых колес:			

Продолжение таблицы 3.28

Угол профиля, град	$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)}\right)$	α_t	22,59
Шаг, мм	$p_t = \frac{p}{\cos \beta}$	p_t	5,72
Модуль зубьев	$m_t = \frac{m}{\cos \beta}$	m_t	2,29
Коэфф. высоты головки зуба	$h_{at}^* = h_a^* \cdot \cos \beta$	h_{at}^*	1,75

Коэфф. радиального зазора	$c_t^* = c^* \cdot \cos \beta$	c_t^*	0,22
Геометрические расчеты эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепл.:			
Угол зацепл. проектируемой зубчатой передачи, град	$\alpha_{tw} = \arccos \left[\cos \alpha_t \cdot \frac{m_t \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a_w} \right]$	α_{tw}	27,77
Коэфф. смещ. шест.	-----	x_1	0,00
Коэфф. смещ. колеса	-----	x_2	0,00
Суммарный Коэфф. смещ.	$x_\Sigma = x_1 + x_2$	x_Σ	0,00
Коэфф. воспринимаемого смещ.	$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} - 1 \right)$	y	1,24
Коэфф. уравнивающего смещ.	$\Delta y = x_\Sigma - y$	Δy	-1,24
Радиус делит-ой окружн. шест., мм	$r_{1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2}$	r_1	17,15
Радиус делит-ой окружн. колеса, мм		r_2	48,02
Радиус осн. окружн. шест., мм	$r_{b1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2} \cdot \cos \alpha_t$	r_{b1}	15,83

Продолжение таблицы 3.28

Радиус осн. окружн. колеса, мм	$r_{w1,2} = \frac{m \cdot Z_{1,2} \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot \cos \alpha_{tw}}$	r_{b2}	44,34
Радиус начальн. окружн. шест., мм		r_{w1}	15,65
Радиус начальн. окружн. колеса, мм		r_{w2}	43,82

Радиус окружн. вершин зубьев шест., мм	$r_{\alpha 1,2} = m_t \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + h_{ta}^* + x_{1,2} + \Delta y \right)$	$r_{\alpha 1}$	18,32
Радиус окружн. вершин зубьев колеса, мм		$r_{\alpha 2}$	49,19
Радиус окружн. впадин зубьев шест., мм	$r_{f1,2} = m_t \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + x_{1,2} - h_{ta}^* - c_t^* \right)$	r_{f1}	12,65
Радиус окружн. впадин зубьев колеса, мм		r_{f2}	43,52
Высота зубьев колес, мм	$h = h_1 = h_2 = m_t \cdot (2 \cdot h_{ta}^* + c_t^* - \Delta y)$	h	11,33
Толщина зуба по дуге делит-ой окружн. шест., мм	$s_{1,2} = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \right)$	s_1	3,59
Толщина зуба по дуге делит-ой окружн. колеса, мм		s_2	3,59
Угол профиля на окружн. вершин зубьев шест., град	$\alpha_{a1,2} = \arccos \left(\frac{r_{b1,2}}{r_{a1,2}} \right)$	α_{a1}	30,21
Угол профиля на окружн. вершин зубьев колеса, град		α_{a2}	25,67
Коэфф. торцового перекрытия	$\varepsilon_{\alpha} = \frac{Z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 + Z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{2 \cdot \pi} - \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2 \cdot \pi}$	ε_{α}	5,79
Допустимый Коэфф. торцового перекрытия	1 - для косозубой передачи	$[\varepsilon_{\alpha}]$	1,00
Должно выполняться условие : $\varepsilon_{\alpha} \geq [\varepsilon_{\alpha}]$		выполнено.	

Продолжение таблицы 3.28

Проверочный расчёт зубьев на изгиб			
Степень точности зубчатых колес	-----	n	7

Мах момент двигателя, Нм	<i>Из тягового расчёта</i>	$M_{E \max}$	141,5
Частота вращения шест. при максимальном моменте, мин ⁻¹	<i>Из тягового расчёта</i>	n_1	3000
Частота вращения колеса при максимальном моменте, мин ⁻²	$n_2 = \frac{n_1}{U_{12}}$	n_2	964
Крут-й момент на валу шест., Нм	-----	M_1	141,5
Крут-й момент на валу колеса, Нм	$M_2 = M_1 \cdot U_{12}$	M_2	336
Окружная скорость вращения зубчатых колёс, м/с	$v = \frac{\pi \cdot r_i \cdot n_i}{30 \cdot 1000}$	v	4,85
Материал шест.	-----	20ХГНМ	
Твёрдость поверхности зуба	<i>Справочная величина</i>	<i>HRC</i>	58
Окружная сила в зацеплении, Н	$F_t = \frac{2 \cdot M_1}{d_{w1}}$	F_t	7667
Коэфф., учитыв-й неравномерность распределения нагрузки по длине зуб	1,02 для твердости поверхности зубьев > 350HB	$K_{F\beta}$	1,02
Коэфф. динамичности	1 – для косозубой передачи 7-й степени точности, с окружной скоростью 3...8 м/с	K_{Fv}	1
Коэфф. нагрузки	$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$	K_F	1,02
Коэфф., учитыв-й форму зуба шест.	<i>Справочная величина</i>	Y_{F1}	3,76
Продолжение таблицы 3.28			
Коэфф., учитыв-й форму зуба колеса	<i>Справочная величина</i>	Y_{F2}	3,61
Коэфф., учитыв-й наклон зуба	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^o}{140}$	Y_β	0,79

Коэфф., учитыв-й неравномерность распределения нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1) \cdot (n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_{\alpha}}$	$K_{F\alpha}$	0,41
Напряжение изгиба в зубе шест., МПа	$\sigma_{Fi} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{Fi} \cdot Y_{\beta} \cdot K_{F\alpha}}{b_i \cdot m}$	σ_{F1}	318
Напряжение изгиба в зубе колеса, МПа		σ_{F2}	325
Предел выносливости при базовом числе циклов, МПа	<i>Справочная величина</i>	$\sigma_{F\limb}^0$	1180
Коэфф., учитыв-й нестабильность свойств материала	<i>Справочная величина</i>	$[S_F]'$	1,25
Коэфф., учитыв-й способ получения заготовки	<i>Справочная величина</i>	$[S_F]''$	1
Коэфф. безопасности	$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$	$[S_F]$	1,25
Коэфф. реализации крутящего момента на передаче	<i>Справочная величина</i>	K_M	0,65
Допускаемое напряжение изгиба в зубе, МПа	$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\limb}^0}{[S_F] \cdot K_M}$	$[\sigma_F]$	1452
Должны выполняться условия :		$\sigma_{F1} \leq [\sigma_F]$	выполнено.
		$\sigma_{F2} \leq [\sigma_F]$	выполнено.
Проверочный расчёт на контактную выносливость			

Продолжение таблицы 3.28

Коэфф., учитыв-й неравномерность распределения нагрузки между зубьями	1 - для 7-й степени точности зубчатых колёс	$K_{H\alpha}$	1
--	--	---------------	---

Коэфф., учитыв-й неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба	1,15 - для несимметричного распределения зубчатых колес относительно опор и твердости поверхности зуба >350HB	$K_{H\beta}$	1,15
Динамический Коэфф.	Справочная величина	K_{Hv}	1,05
Коэфф., учитыв-й динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба	$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$	K_H	1,21
Контактное напряжение на поверхности зуба, МПа	$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{M_1 \cdot K_H \cdot (U_{12} + 1)^3}{b_1 \cdot U_{12}^2}}$	σ_H	1027
Предел контактной выносливости при базовом числе циклов, МПа	$\sigma_{Hlimb}^0 = 23 \cdot HRC$	σ_{Hlimb}^0	1334
Коэфф. долговечности	Справочная величина	K_{HL}	1
Коэфф. безопасности	Справочная величина	$[S_H]$	1,1
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}^0 \cdot K_{HL}}{[S_H] \cdot K_M}$	$[\sigma_H]$	1866
Должно выполняться условие :		$\sigma_H \leq [\sigma_H]$	выполнено.

3.2.3. Расчёт зубчатой передачи третьей ступени коробки передач

Для передачи крутящего момента 3-ой передачи ($U_3 = 2,188$) выбирается косозубая зубчатая передача с постоянным передаточным числом, с внешним зацеплением и линейным касанием.

Таблица 3.29 - Расчёт параметров зубчатого зацепл. третьей передачи коробки передач

Стандартизированные значения параметров зацепл.:			
Наименование	Формула	Обозначение	Величина
Угол главного профиля, град	-----	α	20

Коэфф. высоты головки зуба	-----	h_a^*	1
Коэфф. высоты ножки зуба	-----	h_f^*	1,25
Коэфф. граничной высоты	$h_l^* = 2 \cdot h_a^*$	h_l^*	2
Коэфф. радиуса кривизны переходной кривой	-----	ρ_f^*	0,38
Коэфф. радиального зазора	-----	c^*	0,25
Межосевое расстояние, мм	-----	α_w	68
Число зубьев шест.	-----	Z_1	16
Число зубьев колеса	-----	Z_2	35
Передат. число	-----	U	2,19
Модуль, мм	-----	m	2,25
Угол накл. линии зубьев, град	-----	β	29
Шаг, мм	-----	p	5
Осевой шаг, мм	$p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta}$	p_x	14,6
Ширина венца ведущей шест., мм	$b_1 = b_2 + (0,4 \dots 0,5) \cdot m$	b_1	17,1
Ширина венца ведомого колеса, мм	$b_2 = (1 \dots 1,2) \cdot p_x$	b_2	16,0
Абсолютные значения размеров зуба исходного контура:			

Продолжение таблицы 3.29

Коэфф. высоты головки зуба	$h_a = m \cdot h_a^*$	h_a	2,25
Коэфф. высоты ножки зуба	$h_f = m \cdot h_f^*$	h_f	2,81

Коэфф. граничной высоты	$h_l = m \cdot h_l^*$	h_l	4,50
Коэфф. радиуса кривизны переходной кривой	$\rho_f = m \cdot \rho_f^*$	ρ_f	0,86
Коэфф. радиального зазора	$c = m \cdot c^*$	c	0,56
Расчёт параметров зацепл.			
Определение параметры реечного исходного производящего контура для нарезания косозубых колес:			
Угол профиля, град	$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)}\right)$	α_t	22,59
Шаг, мм	$p_t = \frac{p}{\cos \beta}$	p_t	5,72
Модуль зубьев	$m_t = \frac{m}{\cos \beta}$	m_t	2,57
Коэфф. высоты головки зуба	$h_{at}^* = h_a^* \cdot \cos \beta$	h_{at}^*	1,97
Коэфф. радиального зазора	$c_t^* = c^* \cdot \cos \beta$	c_t^*	0,22
Геометрические расчеты эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепл.:			
Угол зацепл. проектируемой зубчатой передачи, град	$\alpha_{tw} = \arccos\left[\cos \alpha_t \cdot \frac{m_t \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a_w}\right]$	α_{tw}	27,04
Коэфф. смещ. шест.	-----	x_1	0,00
Продолжение таблицы 3.29			
Коэфф. смещ. колеса	-----	x_2	0,00
Суммарный Коэфф. смещ.	$x_\Sigma = x_1 + x_2$	x_Σ	0,00

Коэфф. воспринимаемого смещ.	$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tW}} - 1 \right)$	y	0,93
Коэфф. уравнительного смещ.	$\Delta y = x_z - y$	Δy	-0,93
Радиус делит-ой окружн. шест., мм	$r_{1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2}$	r_1	20,58
Радиус делит-ой окружн. колеса, мм		r_2	45,02
Радиус осн. окружн. шест., мм	$r_{b1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2} \cdot \cos \alpha_t$	r_{b1}	19,00
Радиус осн. окружн. колеса, мм		r_{b2}	41,56
Радиус начальн. окружн. шест., мм	$r_{w1,2} = \frac{m \cdot Z_{1,2} \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot \cos \alpha_{tW}}$	r_{w1}	18,66
Радиус начальн. окружн. колеса, мм		r_{w2}	40,82
Радиус окружн. вершин зубьев шест., мм	$r_{\alpha 1,2} = m_t \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + h_{ta}^* + x_{1,2} + \Delta y \right)$	$r_{\alpha 1}$	23,24
Радиус окружн. вершин зубьев колеса, мм		$r_{\alpha 2}$	47,68
Радиус окружн. впадин зубьев шест., мм	$r_{f1,2} = m_t \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + x_{1,2} - h_{ta}^* - c_t^* \right)$	r_{f1}	14,96
Радиус окружн. впадин зубьев колеса, мм		r_{f2}	39,39
Высота зубьев колес, мм	$h = h_1 = h_2 = m_t \cdot (2 \cdot h_{ta}^* + c_t^* - \Delta y)$	h	13,09
Толщина зуба по дуге делит-ой окружн. шест., мм	$s_{1,2} = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \right)$	s_1	4,04

Продолжение таблицы 3.29

Толщина зуба по дуге делит-ой окружн. колеса, мм		s_2	4,04
--	--	-------	------

Угол профиля на окружн. вершин зубьев шест., град	$\alpha_{a1,2} = \arccos\left(\frac{r_{b1,2}}{r_{a1,2}}\right)$	α_{a1}	35,17
Угол профиля на окружн. вершин зубьев колеса, град		α_{a2}	29,34
Коэфф. торцового перекрытия	$\varepsilon_{\alpha} = \frac{Z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 + Z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{2 \cdot \pi} - \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2 \cdot \pi}$	ε_{α}	9,43
Допустимый Коэфф. торцового перекрытия	1 - для косозубой передачи	$[\varepsilon_{\alpha}]$	1,00
Должно выполняться условие :		$\varepsilon_{\alpha} \geq [\varepsilon_{\alpha}]$	выполнено.
Проверочный расчёт зубьев на изгиб			
Степень точности зубчатых колес	-----	n	7
Мах момент двигателя, Нм	Из тягового расчёта	$M_{E \max}$	120
Частота вращения шест. при максимальном моменте, мин ⁻¹	Из тягового расчёта	n_1	2700
Частота вращения колеса при максимальном моменте, мин ⁻²	$n_2 = \frac{n_1}{U_{12}}$	n_2	1234
Крут-й момент на валу шест., Нм	-----	M_1	120
Крут-й момент на валу колеса, Нм	$M_2 = M_1 \cdot U_{12}$	M_2	263
Окружная скорость вращения зубчатых колёс, м/с	$v = \frac{\pi \cdot r_i \cdot n_i}{30 \cdot 1000}$	v	5,82
Материал шест.	-----	20ХГНМ	

Продолжение таблицы 3.29

Твёрдость поверхности зуба	Справочная величина	HRC	58
Окружная сила в зацеплении, Н	$F_t = \frac{2 \cdot M_1}{d_{w1}}$	F_t	6431

Коэфф., учитыв-й неравномерность распределения нагрузки по длине зуб	1,02 для твердости поверхности зубьев >350HB	$K_{F\beta}$	1,02
Коэфф. динамичности	1 – для косозубой передачи 7-й степени точности, с окружной скоростью 3...8 м/с	K_{Fv}	1
Коэфф. нагрузки	$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$	K_F	1,02
Коэфф., учитыв-й форму зуба шест.	Справочная величина	Y_{F1}	3,75
Коэфф., учитыв-й форму зуба колеса	Справочная величина	Y_{F2}	3,65
Коэфф., учитыв-й наклон зуба	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140}$	Y_β	0,79
Коэфф., учитыв-й неравномерность распределения нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha}$	$K_{F\alpha}$	0,55
Напряжение изгиба в зубе шест., МПа	$\sigma_{Fi} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{Fi} \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b_i \cdot m}$	σ_{F1}	281
Напряжение изгиба в зубе колеса, МПа		σ_{F2}	291
Предел выносливости при базовом числе циклов, МПа	Справочная величина	σ_{Flimb}^0	1180
Коэфф., учитыв-й нестабильность свойств материала	Справочная величина	$[S_F]'$	1,25
Коэфф., учитыв-й способ получения заготовки	Справочная величина	$[S_F]''$	1

Продолжение таблицы 3.29

Коэфф. безопасности	$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$	$[S_F]$	1,25
---------------------	--------------------------------	---------	------

Коэфф. реализации крутящего момента на передаче	<i>Справочная величина</i>	K_M	0,65
Допускаемое напряжение изгиба в зубе, МПа	$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^0}{[S_F] \cdot K_M}$	$[\sigma_F]$	1452
Должны выполняться условия :		$\sigma_{F1} \leq [\sigma_F]$	выполнено.
		$\sigma_{F2} \leq [\sigma_F]$	выполнено.
Проверочный расчёт на контактную выносливость			
Коэфф., учитыв-й неравномерность распределения нагрузки между зубьями	1 - для 7-й степени точности зубчатых колёс	$K_{H\alpha}$	1
Коэфф., учитыв-й неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба	1,15 - для несимметричного расположения зубчатых колёс относительно опор и твердости поверхности зуба >350HB	$K_{H\beta}$	1,15
Динамический Коэфф.	<i>Справочная величина</i>	K_{Hv}	1,05
Коэфф., учитыв-й динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба	$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$	K_H	1,21
Контактное напряжение на поверхности зуба, МПа	$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{M_1 \cdot K_H \cdot (U_{12} + 1)^3}{b_1 \cdot U_{12}^2}}$	σ_H	952
Предел контактной выносливости при базовом числе циклов, МПа	$\sigma_{H \text{ limb}}^0 = 23 \cdot HRC$	$\sigma_{H \text{ limb}}^0$	1334
Коэфф. долговечности	<i>Справочная величина</i>	K_{HL}	1
Коэфф. безопасности	<i>Справочная величина</i>	$[S_H]$	1,1

Продолжение таблицы 3.29

Допускаемое контактное напряжение, МПа	$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limb}}^0 \cdot K_{HL}}{[S_H] \cdot K_M}$	$[\sigma_H]$	1866
--	---	--------------	------

Должно выполняться условие:	$\sigma_H \leq [\sigma_H]$	выполнено.
-----------------------------	----------------------------	------------

3.2.4 Расчёт зубчатой передачи четвертой ступени коробки передач

Для передачи крутящего момента 4-ой передачи ($U_4 = 1,20$) выбирается косозубая зубчатая передача с постоянным передаточным числом, с внешним зацеплением и линейным касанием.

Таблица 3.30 - Расчёт параметров зубчатого зацепл. пятой передачи коробки передач

Стандартизированные значения параметров зацепл.:			
Наименование	Формула	Обозначение	Величина
Угол главного профиля, град	-----	α	20
Коэфф. высоты головки зуба	-----	h_a^*	1
Коэфф. высоты ножки зуба	-----	h_f^*	1,25
Коэфф. граничной высоты	$h_l^* = 2 \cdot h_a^*$	h_l^*	2
Коэфф. радиуса кривизны переходной кривой	-----	ρ_f^*	0,38
Коэфф. радиального зазора	-----	c^*	0,25
Межосевое расстояние, мм	-----	α_w	68
Число зубьев шест.	-----	Z_1	20
Число зубьев колеса	-----	Z_2	24
Передат. число	-----	U	1,20

Продолжение таблицы 3.30

Модуль, мм	-----	m	2,5
Угол накл. линии зубьев, град	-----	β	29
Шаг, мм	-----	p	5
Осевой шаг, мм	$p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta}$	p_x	16,2
Ширина венца ведущей шест., мм	$b_1 = b_2 + (0,4 \dots 0,5) \cdot m$	b_1	18,9
Ширина венца ведомого колеса, мм	$b_2 = (1 \dots 1,2) \cdot p_x$	b_2	17,8
Абсолютные значения размеров зуба исходного контура:			
Коэфф. высоты головки зуба	$h_\alpha = m \cdot h_\alpha^*$	h_α	2,50
Коэфф. высоты ножки зуба	$h_f = m \cdot h_f^*$	h_f	3,13
Коэфф. граничной высоты	$h_l = m \cdot h_l^*$	h_l	5,00
Коэфф. радиуса кривизны переходной кривой	$\rho_f = m \cdot \rho_f^*$	ρ_f	0,95
Коэфф. радиального зазора	$c = m \cdot c^*$	c	0,63
Расчёт параметров зацепл.			
Определение параметры реечного исходного производящего контура для нарезания косозубых колес:			
Угол профиля, град	$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)}\right)$	α_t	22,59
Шаг, мм	$p_t = \frac{p}{\cos \beta}$	p_t	5,72

Продолжение таблицы 3.30

Модуль зубьев	$m_t = \frac{m}{\cos \beta}$	m_t	2,86
Коэфф. высоты головки зуба	$h_{at}^* = h_a^* \cdot \cos \beta$	h_{at}^*	2,19
Коэфф. радиального зазора	$c_t^* = c^* \cdot \cos \beta$	c_t^*	0,22
Геометрические расчеты эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепл.:			
Угол зацепл. проектируемой зубчатой передачи, град	$\alpha_{tw} = \arccos \left[\cos \alpha_t \cdot \frac{m_t \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a_w} \right]$	α_{tw}	31,37
Коэфф. смещ. шест.	-----	x_1	0,00
Коэфф. смещ. колеса	-----	x_2	0,00
Суммарный Коэфф. смещ.	$x_\Sigma = x_1 + x_2$	x_Σ	0,00
Коэфф. воспринимаемого смещ.	$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} - 1 \right)$	y	1,79
Коэфф. уравнивающего смещ.	$\Delta y = x_\Sigma - y$	Δy	-1,79
Радиус делит-ой окружн. шест., мм	$r_{1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2}$	r_1	28,58
Радиус делит-ой окружн. колеса, мм		r_2	34,30
Радиус осн. окружн. шест., мм	$r_{b1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2} \cdot \cos \alpha_t$	r_{b1}	26,39
Радиус осн. окружн. колеса, мм		r_{b2}	31,67
Радиус начальн. окружн. шест., мм	$r_{w1,2} = \frac{m \cdot Z_{1,2} \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot \cos \alpha_{tw}}$	r_{w1}	27,03

Продолжение таблицы 3.30

Радиус начальн. окружн. колеса, мм		r_{w2}	32,44
Радиус окружн. вершин зубьев шест., мм		$r_{\alpha 1}$	29,72
Радиус окружн. вершин зубьев колеса, мм		$r_{\alpha 2}$	35,44
	$r_{\alpha 1,2} = m_t \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + h_{ta}^* + x_{1,2} + \Delta y \right)$		
Радиус окружн. впадин зубьев шест., мм		r_{f1}	21,71
Радиус окружн. впадин зубьев колеса, мм		r_{f2}	27,43
	$r_{f1,2} = m_t \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + x_{1,2} - h_{ta}^* - c_t^* \right)$		
Высота зубьев колес, мм	$h = h_1 = h_2 = m_t \cdot (2 \cdot h_{ta}^* + c_t^* - \Delta y)$	h	18,24
Толщина зуба по дуге делит-ой окружн. шест., мм		s_1	4,49
Толщина зуба по дуге делит-ой окружн. колеса, мм		s_2	4,49
	$s_{1,2} = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \right)$		
Угол профиля на окружн. вершин зубьев шест., град		α_{a1}	27,38
Угол профиля на окружн. вершин зубьев колеса, град		α_{a2}	26,66
	$\alpha_{a1,2} = \arccos \left(\frac{r_{b1,2}}{r_{a1,2}} \right)$		
Коэфф. торцового перекрытия	$\varepsilon_{\alpha} = \frac{Z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 + Z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{2 \cdot \pi} - \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2 \cdot \pi}$	ε_{α}	1,74
Допустимый Коэфф. торцового перекрытия	1 - для косозубой передачи	$[\varepsilon_{\alpha}]$	1,00
Должно выполняться условие :		$\varepsilon_{\alpha} \geq [\varepsilon_{\alpha}]$	выполнено.
Проверочный расчёт зубьев на изгиб			
Степень точности зубчатых колес	-----	n	7

Мах момент двигателя, Нм	<i>Из тягового расчёта</i>	$M_{E \max}$	120
Частота вращения шест. при максимальном моменте, мин ⁻¹	<i>Из тягового расчёта</i>	n_1	2700
Частота вращения колеса при максимальном моменте, мин ⁻²	$n_2 = \frac{n_1}{U_{12}}$	n_2	2250
Крут-й момент на валу шест., Нм	-----	M_1	120
Крут-й момент на валу колеса, Нм	$M_2 = M_1 \cdot U_{12}$	M_2	144
Окружная скорость вращения зубчатых колёс, м/с	$v = \frac{\pi \cdot r_i \cdot n_i}{30 \cdot 1000}$	v	8,08
Материал шест.	-----	20ХГНМ	
Твёрдость поверхности зуба	<i>Справочная величина</i>	<i>HRC</i>	58
Окружная сила в зацеплении, Н	$F_t = \frac{2 \cdot M_1}{d_{w1}}$	F_t	4439
Коэфф., учитыв-й неравномерность распределения нагрузки по длине зуб	1,02 для твердости поверхности зубьев > 350HB	$K_{F\beta}$	1,02
Коэфф. динамичности	1 – для косозубой передачи 7-й степени точности, с окружной скоростью 3...8 м/с	K_{Fv}	1
Коэфф. нагрузки	$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$	K_F	1,02
Коэфф., учитыв-й форму зуба шест.	<i>Справочная величина</i>	Y_{F1}	3,73
Коэфф., учитыв-й форму зуба колеса	<i>Справочная величина</i>	Y_{F2}	3,71
Коэфф., учитыв-й наклон зуба	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^o}{140}$	Y_β	0,79

Продолжение таблицы 3.30

Коэфф., учитыв-й неравномерность распределения нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1) \cdot (n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_{\alpha}}$	$K_{F\alpha}$	0,21
Напряжение изгиба в зубе шест., МПа	$\sigma_{Fi} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{Fi} \cdot Y_{\beta} \cdot K_{F\alpha}}{b_i \cdot m}$	σ_{F1}	60
Напряжение изгиба в зубе колеса, МПа		σ_{F2}	63
Предел выносливости при базовом числе циклов, МПа	<i>Справочная величина</i>	$\sigma_{F\lim}^0$	1180
Коэфф., учитыв-й нестабильность свойств материала	<i>Справочная величина</i>	$[S_F]'$	1,25
Коэфф., учитыв-й способ получения заготовки	<i>Справочная величина</i>	$[S_F]''$	1
Коэфф. безопасности	$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$	$[S_F]$	1,25
Коэфф. реализации крутящего момента на передаче	<i>Справочная величина</i>	K_M	0,65
Допускаемое напряжение изгиба в зубе, МПа	$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}^0}{[S_F] \cdot K_M}$	$[\sigma_F]$	1452
Должны выполняться условия :		$\sigma_{F1} \leq [\sigma_F]$	выполнено.
		$\sigma_{F2} \leq [\sigma_F]$	выполнено.
Проверочный расчёт на контактную выносливость			
Коэфф., учитыв-й неравномерность распределения нагрузки между зубьями	1 - для 7-й степени точности зубчатых колёс	$K_{H\alpha}$	1
Коэфф., учитыв-й неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба	1,15 - для несимметричного расположения зубчатых колёс относительно опор и твердости поверхности зуба >350НВ	$K_{H\beta}$	1,15

Продолжение таблицы 3.30

Динамический Коэфф.	<i>Справочная величина</i>	K_{Hv}	1,05
Коэфф., учитыв-й динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба	$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$	K_H	1,21
Контактное напряжение на поверхности зуба, МПа	$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{M_1 \cdot K_H \cdot (U_{12} + 1)^3}{b_1 \cdot U_{12}^2}}$	σ_H	944
Предел контактной выносливости при базовом числе циклов, МПа	$\sigma_{H\lim}^0 = 23 \cdot HRC$	$\sigma_{H\lim}^0$	1334
Коэфф. долговечности	<i>Справочная величина</i>	K_{HL}	1
Коэфф. безопасности	<i>Справочная величина</i>	$[S_H]$	1,1
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}^0 \cdot K_{HL}}{[S_H] \cdot K_M}$	$[\sigma_H]$	1866
Должно выполняться условие : $\sigma_H \leq [\sigma_H]$		выполнено.	

3.2.6. Расчёт шлицевого соединения на вторичном валу

Исходные данные для расчёта

Мах крут-й момент двигателя $T_E = 120 \text{ Нм} = 120000 \text{ Нмм}$;

Передат. число низшей передачи $u = 3,63$;

Длина шлиц на валу: $b_1 = 13 \text{ мм}$;

Длина шлиц на ступице синхронизатора : $b_2 = 16 \text{ мм}$;

Рабочая ширина шлиц: $l = 13 \text{ мм}$;

Модуль: $m = 1,0583 \text{ мм}$;

Число зубьев: $z = 33$.

Материал вторичного вала – Сталь 20ХГНМ, термообработка – нитроцементация, закалка и низкий отпуск.

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

Материал ступицы синхронизатора – металлокерамика.

Твердость поверхности $\geq 300 \text{ HV } 0,5$

Расчет шлиц на смятие

$$\sigma_{CM} = \frac{T_E \cdot u}{y \cdot F \cdot l \cdot r_{CP}} \leq [\sigma_{CM}], \quad (3.64)$$

где: y – Коэфф., учитыв-й неравномерность распределения усилий по рабочим поверхностям зубьев, $y=0,8$;

F – площадь всех боковых поверхностей зубьев с одной стороны на 1мм длины шлицевого соединения, мм²;

Для эвольвентных шлиц:

$$F = 0,8 \cdot m \cdot z, \quad (3.65)$$

$$F = 0,8 \cdot 1,0583 \cdot 33 = 27,9 \text{ мм}^2.$$

r_{CP} – радиус закругления, мм;

$$r_{CP} = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot m \cdot z, \quad (3.66)$$

$$r_{CP} = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 1,0583 \cdot 33 = 17,463 \text{ мм}.$$

$[\sigma_{CM}]$ – допустимое напряжение смятия, Н/мм²,

$$[\sigma_{CM}] = 137 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{CM} = \frac{120000 \cdot 3,63}{0,8 \cdot 27,9 \cdot 13 \cdot 17,463} = 86,2 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{CM} \leq [\sigma_{CM}]$$

Условие прочности шлицевого соединения смятию выполнено.

4 Технологическая часть

4.1 Составление перечня сборочных работ

Таблица 4.1 – Перечень сборочных работ

п	Перечень основных и дополнительных переходов	Время операции, минуты.
1. Узловая сборка дифференциала		
1.	Вставить полуосевые шест. в корпус дифференциала, предварительно закрепив корпус на технологическом стенде.	0,67
2.	Вставить шест.-сателлиты и провернуть на 90°.	0,42
3.	Продеть ось сателлитов через отверстия в корпусе дифференциала и отверстия шестерен-сателлитов.	0,54
Итого:		1,63
2. Узловая сборка картера сцепления.		
1.	Запрессовать сальник первичного вала коробки передач.	0,42
2.	Запрессовать сальник полуоси правый.	0,48
Итого:		0,90
3. Узловая сборка картера коробки передач.		
1.	Установить в оснастку стенда картер коробки передач.	0,56
2.	Запрессовать сальник полуоси левый в картер коробки передач.	0,20
Итого:		0,76
4. Общая сборка коробки передач.		

1.	Установить дифференциал на ведомую шестерню главной передачи совместив отверстия на корпусе	0,51
----	---	------

Продолжение таблицы 4.1

2.	дифференциала с резьбовыми отверстиями ведомой шест.. Наживить и завернуть крепежные болты шест.	0,25
3.	ведомой дифференциала. Напрессовать на корпус дифференциала шестерню	0,45
4.	ведущую привода спидометра. Напрессовать подшипники на корпус	0,42
5.	дифференциала. Запрессовать дифференциал в картер коробки	0,26
6.	передач. Произвести установку валов с шестернями и	0,55
7.	синхронизаторами коробки передач в сборе. Произвести замер расстояния от торца картера	0,23
8.	сцепления до противоположного торца наружно кольца подшипника. Установить регулировочное кольцо в картер коробки	0,17
9.	передач для обеспечения заданного натяга подшипников дифференциала. Нанести жидкую прокладку ПС-1 ТУ 2252-003-	0,14
10.	11512695-99 на торцевую поверхность картера сцепления. Надеть картер коробки передач в сборе на картер	0,15
11.	сцепления в сборе. Скрепить картер коробки передач и картер сцепления болтами.	0,20
Итого:		3,33

$\sum t_{оп}$	6,62
---------------	------

4.2 Определение трудоемкости сборки.

Общее оперативное время на все виды работ

$$t_{оп}^{общ} = \sum t_{оп} = 6.62_{мин}$$

Суммарная трудоемкость сборки изделия

$$t_{шт}^{общ} = t_{оп}^{общ} + t_{оп}^{общ} \cdot \left(\frac{\alpha + \beta}{100} \right) = 6.62 + 6.62 \cdot 0.06 = 7.02_{мин}$$

α – часть оперативного времени на организационно-техническое обслуживание рабочего места в процентах

$\alpha = 2-3\%$, принимаем $\alpha = 2\%$

β – часть оперативного времени для перерыва и отдыха в процентах

$\beta = 4-6\%$, принимаем $\beta = 4\%$

4.3 Выбор организационной формы сборки

В нашем случае предполагается массовое производство

Такт выпуска изделий

$$T_v = \frac{F_d \cdot 60 \cdot m}{N} = \frac{4015 \cdot 60}{68000} = 3.54_{мин}$$

N-годовой объем выпуска = 68000 шт в год

Fд- действительный годовой фонд рабочего времени сборочного оборудования.

Для оборудованных стендов и двух смен принимаем

Fд=4015 ч

4.4 Составление маршрутной технологии и проектирование сборочных операций

Таблица 4.2 – маршрутная технология

№ и название операции		Содержание операций, технологических переходов	Используемое оборудование и инструмент	Время, мин., общее
005	Узловая сборка дифференциала	Вставить полуосевые шест. в корпус дифференциала, предварительно закрепив корпус дифференциала в технологическом стенде. Вставить шест.- сателлиты и провернуть на 90°. Продеть ось сателлитов через отверстия в корпусе дифференциала и отверстия шестерен-сателлитов.	стол слесарный штулка технологическая, зажим, пуансон, ёмкость для масла	1,93
	Узловая сборка картера сцепления	Смазать посадочные поверхности. Установить сальник первичного вала коробки передач, установить сальник полуоси правый, установить картер сцепления в сборе.	Слесарный стол, перчатки, зажим, ёмкость для масла.	0,98

Продолжение таблицы 4.2

	Узлов ая сборк а карте ра короб ки перед ач	Установить в оснастку стенда картер коробки передач. Запрессовать сальник полуоси левый в картер коробки передач.	Пуансон, перчатки, стол слесарный	0,63
	Итого:			3,54
010	Обща я сборк а короб ки перед ач	Установить дифференциал на ведомую шестерню главной передачи совместив отверстия на корпусе дифференциала с резьбовыми отверстиями ведомой шест.. Наживить и завернуть крепежные болты шест. ведомой дифференциала. Напрессовать на корпус дифференциала шестерню ведущую привода спидометра. Напрессовать подшипники на корпус дифференциала.	Пуансон ручной, оправка конусная, калибр для кольца стопорного, перчатки, стол слесарный	3,54

Продолжение таблицы 4.2

		Запрессовать дифференциал в картер коробки передач. Произвести установку валов с шестернями и синхронизаторами коробки передач в сборе. Произвести замер расстояния от торца картера сцепления до противоположного торца наружно кольца подшипника. Установить регулировочное кольцо в картер коробки передач для обеспечения заданного натяга подшипников дифференциала. Нанести жидкую прокладку ПС-1 ТУ 2252-003-11512695-99 на торцевую поверхность картера сцепления. Надеть картер коробки передач в сборе на картер сцепления в сборе. Скрепить картер коробки передач и картер сцепления болтами.		
--	--	--	--	--

5 Экономическая эффективность проекта

В данном дипломном проекте предлагается оптимизировать передаточные числа коробки передач. Анализ вопроса расчёта ряда передаточных чисел трансмиссии показал, что в теории автомобиля наиболее широкое распространение получили геометрический, арифметический и гармонический законы построения рядов передаточных чисел трансмиссии. При этом поставленной в дипломном проекте задаче в наибольшей степени соответствует гармонический закон построения ряда передаточных чисел трансмиссии, при котором ряд передаточных чисел выстраивается по синусоиде. Таким образом, принят гармонический закон для построения ряда передаточных чисел трансмиссии, а именно изменятся зубчатые пары 2-ой, 3-ей и 4-ой передач коробки переключения передач автомобиля LADA PRIORA. При этом сохраняется неизменной общая компоновочная схема коробки передач, а также обеспечиваются минимальные конструктивные изменения хорошо зарекомендовавшей себя в эксплуатации серийной коробки передач. Данная модернизация дает более оптимальное распределение нагрузок на шест. передач в коробке передач, что повышает их долговечность ориентировочно на 30%.

5.1 Расчет себестоимости проектируемой конструкции коробки передач.

Таблица 5.1 - Базовая калькуляция и исходные данные для расчета

Наименование	Обозначение	Ед.	Значение
Выпуск изделий в год	V _{г.}	Ш	68000
Страховой взнос в структуры ФОМС, ПФР, ФСС	Есц.	%	30
Расходы общие заводские	Ео.зав.	%	215
Коммерческие расходы	Ек.	%	5
Содержательные и эксплуатационные расходы на оборудование	Еоб.	%	194
Транспортные заготовительные расходы	Кт.зр.	%	1,45
Цеховые расходы	Ецх	%	183
Расходы на оснащение и инструменты	Еинс.	%	3
Рентабельность плана накопительного	Крнт.	%	30
Доплаты и выплаты не связанные с производством	Квп.	%	12
Премии и доплаты связанные с производством	Кпрм.	%	23
Возвратные отходы производства	Квт	%	1
Часовой тариф – 5 разряд	Ср5	ру	79,87
Часовой тариф – 6 разряд	Ср6	ру	93,81
Часовой тариф – 7 разряд	Ср7	ру	97,67
Образующие капитал инвестиции	Ки	%	13,2

Расходы на "Сырье и материалы" производится по формуле:

$$M = C_{M_i} \cdot Q_{M_i} \cdot \left(1 + \frac{K_{m.зр}}{100} - \frac{K_{вт}}{100} \right)$$

где C_m - оптовая цена материала i -го вида,руб.;

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

$K_{т.зр}$ - Коэфф. транспортно-заготовительных расходов,%;

$K_{вт}$ - Коэфф. возвратных отходов,%;

Расчет затрат на сырье и материалы

№п.п.	Наименование материала	Ед.изм.	Цена за ед.,руб.	Норма расхода	Сумма ,руб.
1	Заготовки для литья Ст3	кг	35,4	3,8	134,52
2	Круг 180-20 ХГНМ ТУ 14-1-1648-76	кг	78,9	2,1	165,69
3	Круг 40-20-ХГНМ ТУ 14-1-2252-90	кг	53,73	3,2	171,936
4	Круг 40-19ХГН ТУ 14-1-2252-90	кг	49,84	2,2	109,648
5	Круг 50-19ХГН ТУ 14-1-2252-90	кг	65,8	3,4	223,72
6	Прочие черные металлы	кг	41,7	2,7	112,59
	Итого				918,10
	Ктз		1,45		13,31
	Квот		1		9,18
	Всего				940,60

$$M := 940.60$$

Расходы "Покупные изделия и полуфабрикаты" производится по формуле:

$$P_u = C_i \cdot n_i \cdot \left(1 + \frac{K_{m.зр}}{100} \right)$$

где C_i - оптовая цена покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида,руб.;

n_i - количество покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида,шт.;

Расчет затрат на покупные изделия

№п.п.	Наименование изделия	Цена,руб.	Кол-во,шт.	Сумма, руб.
1	Подшипники роликовые	306,98	4	1227,92
2	Кольцо стопное	2,33	6	13,98
3	Подшипники шариковые	274,3	4	1097,20
4	Болт М12х1,25	3,53	8	28,24
	Итого			2367,34
	Ктз		1,45	34,33
	Всего			2401,67

Пи := 2401.67

Расходы "Основная заработная плата производственных рабочих" производится по формуле:

$$3_o = 3_T \cdot \left(1 + \frac{\kappa_{нрм.}}{100} \right)$$

где Z_t - тарифная заработная плата,руб.,которая рассчитывается по формуле:

$$Z_t := C_{p.i} \cdot T_i$$

где $C_{p.i}$ - часовая тарифная ставка,руб.;

T_i - трудоёмкость выполнения операции,час.;

$K_{прем}$ - Коэфф. премий и доплат, связанных с работой на производстве,%.

Расчет затрат на выполнение операций

№п.п.	Виды операций	Разряд	Трудоемк.	Тарифн. Ставка,руб.	Зар.Пл. осн.
1	Заготовительная	5	1,12	79,89	89,48
2	Токарная	6	1,20	93,81	112,57
3	Фрезерная	5	1,40	79,89	111,85
4	Термообработка	7	1,15	97,67	112,32
5	Шлифовальная	5	1,10	79,89	87,88
6	Сборочная	7	1,35	97,67	131,85
	Итого				645,95
	Премияльные доплаты			23	148,57
	Основная з/п				794,52

$$Z_o := 794.52$$

Расходы "Дополнительная заработная плата производственных рабочих" выполняется по формуле:

$$K_{вп} := 0.12$$

$$Z_{дп} := Z_o \cdot K_{вп}$$

$$Z_{дп} = 794.52 \cdot 0,12 = 95.34$$

где $K_{вп}$ - Коэфф. доплат или выплат не связанных с работой на производстве,%.

Расходы "Страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС" выполняется по формуле:

$$E_{сц.н} := 0.3$$

$$C_{сц.н} := (Z_o + Z_{дп}) \cdot E_{сц.н}$$

$$C_{сц.н} = (794.52 + 95.34) \cdot 0,3 = 266.96$$

где $E_{сц.н}$ - Коэфф. отчислений в страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС,%;

Расходы "Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования" выполняется по

формуле:

$$E_{об} := 1.94$$

$$C_{с.об} := 3о \cdot E_{об}$$

$$C_{с.об} = 794.52 \cdot 1.94 = 1541.37$$

где $E_{об}$ - Коэфф. расходов на содержание и эксплуатацию оборудования,%;

Расходы "Цеховые расходы" выполняется по формуле:

$$E_{цх} := 1.83$$

$$C_{цх} := 3о \cdot E_{цх}$$

$$C_{цх} = 794.52 \cdot 1.83 = 1453.97$$

где $E_{цх}$ - Коэфф. цеховых расходов,%;

Расходы "Расходы на инструмент и оснастку" выполняется по формуле:

$$E_{инс} := 0.03$$

$$C_{инс} := 3о \cdot E_{инс}$$

$$C_{инс} = 794.52 \cdot 0.03 = 23.84$$

где $E_{инс}$ - Коэфф. расходов на инструмент и оснастку,%;

Расчет цеховой себестоимости выполняется по формуле:

$$C_{цх.с.с.} := M + \Pi и + 3о + C_{сц.н} + 3дп + C_{с.об} + C_{цх} + C_{инс}$$

$$C_{цх.с.с.} = 940.6 + 2401.67 + 794.52 + 266.96 + 95.34 + 1541.37 + 1453.97 + 23.84 = 7518.27$$

Расходы "Общезаводские расходы" выполняется по формуле:

$$E_{\text{о.зав}} := 2.15$$

$$C_{\text{о.зав}} := 30 \cdot E_{\text{о.зав}}$$

$$C_{\text{о.зав}} = 794.52 \cdot 2.15 = 1708.22$$

где $E_{\text{о.зав}}$ - Коэфф. общезаводских расходов, %;

Расчет общезаводской себестоимости выполняется по формуле:

$$C_{\text{о.зав.с.с.}} := C_{\text{о.зав}} + C_{\text{цх.с.с.}}$$

$$C_{\text{о.зав.с.с.}} = 1708.22 + 7518.27 = 9226.49$$

Расходы "Коммерческие расходы" выполняется по формуле:

$$E_{\text{к}} := 0.05$$

$$C_{\text{к}} := C_{\text{о.зав.с.с.}} \cdot E_{\text{к}}$$

$$C_{\text{к}} = 9226.49 \cdot 0.05 = 461.32$$

где $E_{\text{к}}$ - Коэфф. коммерческих расходов, %;

Расчет полной себестоимости выполняется по формуле:

$$C_{\text{п.пр.}} := C_{\text{о.зав.с.с.}} + C_{\text{к}}$$

$$C_{\text{п.пр.}} = 9226.49 + 461.32 = 9687.81$$

Расчет отпускной цены для проектируемой кпп выполняется по формуле:

$$K_{\text{рнт}} := 0.3 \quad C_{\text{п.б.}} := 9538.27$$

$$C_{\text{от.б.}} := C_{\text{п.б.}} \cdot (1 + K_{\text{рнт}})$$

$$C_{\text{от.б.}} = 12399.75$$

где $K_{\text{рнт}}$ - Коэфф. рентабельности и плановых накоплений, %;

Сравнительная калькуляция себестоимости базовой и проектируемой конструкции.

№п.п.	Наименование показателей	Обознач.	Затр.на ед.изд.(стд)	Затр.на д.изд.(нов)
1	Основные материалы	М	900,22	940,60
2	Комплекующие изделия	Пи	2305,70	2401,67
3	Заработная плата	Зо	793,70	794,52
4	Дополнительная зар.плата	Здп	95,24	95,34
5	Страховой взнос в ПФР, ФОМС,	Ссц.н.	266,68	266,96
6	Содержательные и экспл. расходы	Сс.об	1539,78	1541,37
7	Цеховые расходы	Сцх	1452,47	1453,97
8	Расходы на оснащение и инстр.	Синс	23,81	23,84
9	Себестоимость по цеху	Сцх.с.с.	7377,61	7518,27
10	Общие заводские расходы	Соб.зав	1706,46	1708,22
11	Себестоимость по заводу	Соб.зав.с.с.	9084,06	9226,49
12	Коммерч. расходы	Ск	454,20	461,32
13	Себестоимость	Спо	9538,27	9687,81
14	Цена	Цот	12399,75	12399,75

$$\text{Цот}_{\text{пр.}} := 12399.75$$

5.1. Расчет точки безубыточности

Определение переменных затрат на единицу изделия:

$$\text{Зперуд} := \text{М} + \text{Пи} + \text{Зо} + \text{Здп} + \text{С}_{\text{сц.н}}$$

$$\text{Зперуд} = 940.6 + 2401.67 + 794.52 + 95.34 + 266.96 = 4499.09$$

на годовую программу выпуска изделия:

$$\text{Зпер} := \text{Зперуд} \cdot V_{\Gamma}$$

$$V_{\Gamma} := 68000$$

$$\text{Зпер} = 4499.09 \cdot 68000 = 305938196.16$$

Определение постоянных затрат на единицу изделия: Амортизационные отчисления, руб. :

$$\text{Аму} := \frac{(\text{С}_{\text{с.об}} + \text{С}_{\text{инс}}) \cdot \text{НА}}{100}$$

$$\text{НА} := 13$$

$$\text{Аму} = ((1541.37 + 23.84) \cdot 13) / 100 = 203.48$$

здесь НА - доля амортизационных отчислений, %;

$$З_{\text{посуд}} := \frac{(C_{\text{с.об}} + C_{\text{инс}}) \cdot (100 - \text{НА})}{100} + C_{\text{цх}} + C_{\text{о.зав}} + C_{\text{к}} + A_{\text{му}}$$

$$З_{\text{посуд}} = ((1541.37 + 23.84) \cdot (100 - 13)) / 100 + 1453.97 + 1708.22 + 461.32 + 203.48 = 5188.72$$

на годовую программу выпуска:

$$З_{\text{пос}} := З_{\text{посуд}} \cdot V_{\Gamma}$$

$$З_{\text{пос}} = 5188.72 \cdot 68000 = 352832841.41$$

Расчет полной себестоимости годовой программы выпуска изделия:

$$C_{\text{пол.г.}} := C_{\text{пол.пр.}} \cdot V_{\Gamma}$$

$$C_{\text{пол.г.}} = 9687.81 \cdot 68000 = 658771037.57$$

Расчет выручки от реализации изделия:

$$\text{Выр} := C_{\text{от.пр.}} \cdot V_{\Gamma}$$

$$\text{Выр} = 12399.75 \cdot 68000 = 843183000$$

Расчет маржинального дохода:

$$\text{Дмрж} := \text{Выр} - З_{\text{пер}}$$

$$\text{Дмрж} = 843183000 - 305938196.16 = 537244803.84$$

Расчет критического объема продаж:

$$\text{Акрит} := \frac{З_{\text{пос}}}{C_{\text{от.пр.}} - З_{\text{перуд}}}$$

$$\text{Акрит} = 352832841.41 / (12399.75 - 4499.09) = 44658.66 \sim 44660$$

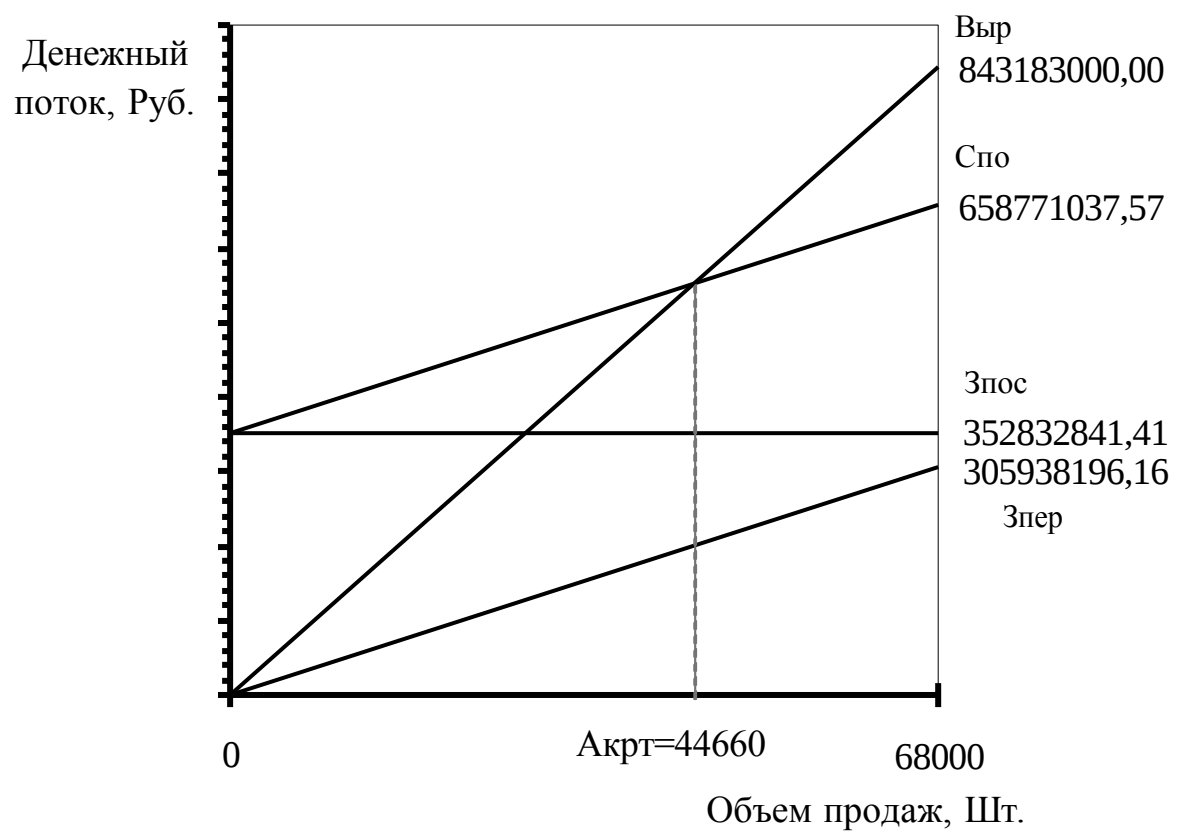


Рисунок 6.1 – График точки безубыточности

5.2 Расчет коммерческой эффективности

Срок эксплуатации нового изделия определяем в 5 лет.

Следовательно, объем продукции увеличивается равномерно с каждым годом нарастающим итогом на:

$$V_{\Gamma} := 68000$$

$$A_{\text{крт}} := 44660$$

$$V_{\text{МК}} := V_{\Gamma}$$

$$n := 6$$

$$\Delta := \frac{V_{\text{МК}} - A_{\text{крт}}}{n - 1}$$

$$\Delta = 4668$$

Для определения чистого дохода необходима рассчитать следующие показатели:

Объем продаж по годам:

$$C_{\text{от}} := C_{\text{от.пр.}}$$

$$C_{\text{от}} = 12399.75$$

$$V_{\text{пр1}} := A_{\text{крт}} + \Delta$$

$$V_{\text{пр1}} := 44660 + 4668 = 49328$$

$$V_{\text{пр2}} := A_{\text{крт}} + 2\Delta$$

$$V_{\text{пр2}} = 53996$$

$$V_{\text{пр3}} := A_{\text{крт}} + 3\Delta$$

$$V_{\text{пр3}} = 58664$$

$$V_{\text{пр4}} := A_{\text{крт}} + 4\Delta$$

$$V_{\text{пр4}} = 63332$$

$$V_{\text{пр5}} := A_{\text{крт}} + 5\Delta$$

$$V_{\text{пр5}} = 68000$$

Выр по годам:

$$\text{Выр}_1 := \text{Цот} \cdot \text{Vпр}_1$$

$$\text{Выр}_1 := 12399.75 \cdot 49328 = 611654868.00$$

$$\text{Выр}_2 := \text{Цот} \cdot \text{Vпр}_2$$

$$\text{Выр}_2 = 669536901.00$$

$$\text{Выр}_3 := \text{Цот} \cdot \text{Vпр}_3$$

$$\text{Выр}_3 = 727418934.00$$

$$\text{Выр}_4 := \text{Цот} \cdot \text{Vпр}_4$$

$$\text{Выр}_4 = 785300967.00$$

$$\text{Выр}_5 := \text{Цот} \cdot \text{Vпр}_5$$

$$\text{Выр}_5 = 843183000.00$$

Переменные затраты по годам(определяется для базового и проектного вариантов.

для базового варианта:

$$\text{М} := 900.22 \quad \text{Пи} := 2305.70 \quad \text{Зо} := 793.70$$

$$\text{Здп} := 95.24 \quad \text{Ссц} := 266.68$$

$$\text{Зперудб} := \text{М} + \text{Пи} + \text{Зо} + \text{Здп} + \text{Ссц}$$

$$\text{Зперудб} = 4361.54$$

$$\text{Зперб1} := \text{Зперудб} \cdot \text{Vпр}_1$$

$$\text{Зперб1} := 4361.54 \cdot 49328 = 215146045.12$$

$$\text{Зперб2} := \text{Зперудб} \cdot \text{Vпр}_2$$

$$\text{Зперб2} = 235505713.84$$

$$\text{Зперб3} := \text{Зперудб} \cdot \text{Vпр}_3$$

$$\text{Зперб3} = 255865382.56$$

$$\text{Зперб4} := \text{Зперудб} \cdot \text{Vпр}_4$$

$$\text{Зперб4} = 276225051.28$$

$$\text{Зперб5} := \text{Зперудб} \cdot \text{Vпр}_5$$

$$\text{Зперб5} = 296584720.00$$

для проектного варианта:

$$Зперудпр := Зперуд$$

$$Зперудпр = 4499.09$$

$$Зперпр1 := Зперудпр \cdot V_{пр1}$$

$$Зперпр1 := 4499.09 \cdot 49328 = 221931166.77$$

$$Зперпр2 := Зперудпр \cdot V_{пр2}$$

$$Зперпр2 = 242932924.12$$

$$Зперпр3 := Зперудпр \cdot V_{пр3}$$

$$Зперпр3 = 263934681.46$$

$$Зперпр4 := Зперудпр \cdot V_{пр4}$$

$$Зперпр4 = 284936438.81$$

$$Зперпр5 := Зперудпр \cdot V_{пр5}$$

$$Зперпр5 = 305938196.16$$

Постоянные затраты для базового варианта.

$$C_{сд.обор.} := 1539.78$$

$$C_{цх.} := 1452.47$$

$$C_{инс.} := 23.81$$

$$C_{об.зав.} := 1706.46$$

$$C_{к.} := 454.20$$

$$Зпосудб := C_{с.об.} + C_{инс.} + C_{цх.} + C_{об.зав.} + C_{к.}$$

$$Зпосудб = 5176.72$$

$$Зпосб := Зпосудб \cdot V_{Г}$$

$$Зпосб = 352016960$$

Постоянные затраты для проектного варианта.

$$Зпоспр := Зпос$$

$$Зпоспр = 352832841.41$$

Амортизация (определяется для проектного варианта).

$$А_{му} = 203.48$$

$$А_{м.} := А_{му} \cdot V_{Г}$$

$$А_{м.} = 13836406.9$$

Полная себестоимость по годам.

для проектного варианта:

$$З_{полпр1} := З_{поспр} + З_{перпр1}$$

$$З_{полпр1} := 352832841.41 + 221931166.77 = 574764008.18$$

$$З_{полпр2} := З_{поспр} + З_{перпр2}$$

$$З_{полпр2} = 595765765.52$$

$$З_{полпр3} := З_{поспр} + З_{перпр3}$$

$$З_{полпр3} = 616767522.87$$

$$З_{полпр4} := З_{поспр} + З_{перпр4}$$

$$З_{полпр4} = 637769280.22$$

$$З_{полпр5} := З_{поспр} + З_{перпр5}$$

$$З_{полпр5} = 658771037.57$$

для базового варианта:

$$З_{полб1} := З_{посб} + З_{перб1}$$

$$З_{полб1} := 352016960 + 215146045.12 = 567163005.12$$

$$З_{полб2} := З_{посб} + З_{перб2}$$

$$З_{полб2} = 587522673.84$$

$$З_{полб3} := З_{посб} + З_{перб3}$$

$$З_{полб3} = 607882342.56$$

$$З_{полб4} := З_{посб} + З_{перб4}$$

$$З_{полб4} = 628242011.28$$

$$З_{полб5} := З_{посб} + З_{перб5}$$

$$З_{полб5} = 648601680$$

Налогооблагаемая прибыль по годам

для проектного варианта:

$$\text{Проб}_{\text{пр.1}} := \text{Выр}_1 - \text{Зполпр}_1$$

$$\text{Проб}_{\text{пр.1}} := 611654868 - 574764008.18 = 36890859.82$$

$$\text{Проб}_{\text{пр.2}} := \text{Выр}_2 - \text{Зполпр}_2$$

$$\text{Проб}_{\text{пр.2}} = 73771135.48$$

$$\text{Проб}_{\text{пр.3}} := \text{Выр}_3 - \text{Зполпр}_3$$

$$\text{Проб}_{\text{пр.3}} = 110651411.13$$

$$\text{Проб}_{\text{пр.4}} := \text{Выр}_4 - \text{Зполпр}_4$$

$$\text{Проб}_{\text{пр.4}} = 147531686.78$$

$$\text{Проб}_{\text{пр.5}} := \text{Выр}_5 - \text{Зполпр}_5$$

$$\text{Проб}_{\text{пр.5}} = 184411962.43$$

для базового варианта:

$$\text{Проб}_{\text{б.1}} := \text{Выр}_1 - \text{Зполб}_1 \quad \text{Проб}_{\text{б.1}}$$

$$:= 611654868 - 567163005.12 = 44491862.88$$

$$\text{Проб}_{\text{б.2}} := \text{Выр}_2 - \text{Зполб}_2$$

$$\text{Проб}_{\text{б.2}} = 82014227.16$$

$$\text{Проб}_{\text{б.3}} := \text{Выр}_3 - \text{Зполб}_3$$

$$\text{Проб}_{\text{б.3}} = 119536591.44$$

$$\text{Проб}_{\text{б.4}} := \text{Выр}_4 - \text{Зполб}_4$$

$$\text{Проб}_{\text{б.4}} = 157058955.72$$

$$\text{Проб}_{\text{б.5}} := \text{Выр}_5 - \text{Зполб}_5$$

$$\text{Проб}_{\text{б.5}} = 194581320$$

Налог на прибыль - 20% от налогооблагаемой прибыли по годам.

для проектного варианта:

$$Н_{п1} := Проб_{пр.1} \cdot 0.20$$

$$Н_{п1} := 36890859.82 \cdot 0.20 = 7378171.96$$

$$Н_{п2} := Проб_{пр.2} \cdot 0.20 \quad Н_{п2} = 14754227.1$$

$$Н_{п3} := Проб_{пр.3} \cdot 0.20 \quad Н_{п3} = 22130282.23$$

$$Н_{п4} := Проб_{пр.4} \cdot 0.20 \quad Н_{п4} = 29506337.36$$

$$Н_{п5} := Проб_{пр.5} \cdot 0.20 \quad Н_{п5} = 36882392.49$$

для базового варианта:

$$Н_1 := Проб_{б.1} \cdot 0.20$$

$$Н_1 := 44491862.88 \cdot 0.20 = 8898372.58$$

$$Н_2 := Проб_{б.2} \cdot 0.20 \quad Н_2 = 16402845.43$$

$$Н_3 := Проб_{б.3} \cdot 0.20 \quad Н_3 = 23907318.29$$

$$Н_4 := Проб_{б.4} \cdot 0.20 \quad Н_4 = 31411791.14$$

$$Н_5 := Проб_{б.5} \cdot 0.20 \quad Н_5 = 38916264$$

Прибыль чистая по годам.

для проектного варианта:

$$\text{Прч}_{\text{пр.1}} := \text{Проб}_{\text{пр.1}} - \text{Нп1}$$

$$\text{Прч}_{\text{пр.1}} := 36890859.82 - 7378171.96 = 29512687.86$$

$$\text{Прч}_{\text{пр.2}} := \text{Проб}_{\text{пр.2}} - \text{Нп2} \quad \text{Прч}_{\text{пр.2}} = 59016908.38$$

$$\text{Прч}_{\text{пр.3}} := \text{Проб}_{\text{пр.3}} - \text{Нп3} \quad \text{Прч}_{\text{пр.3}} = 88521128.9$$

$$\text{Прч}_{\text{пр.4}} := \text{Проб}_{\text{пр.4}} - \text{Нп4} \quad \text{Прч}_{\text{пр.4}} = 118025349.42$$

$$\text{Прч}_{\text{пр.5}} := \text{Проб}_{\text{пр.5}} - \text{Нп5} \quad \text{Прч}_{\text{пр.5}} = 147529569.95$$

базового варианта:

$$\text{Прч}_{\text{б.1}} := \text{Проб}_{\text{б.1}} - \text{Н1}$$

$$\text{Прч}_{\text{б.1}} := 44491862.88 - 8898372.58 = 35593490.3$$

$$\text{Прч}_{\text{б.2}} := \text{Проб}_{\text{б.2}} - \text{Н2} \quad \text{Прч}_{\text{б.2}} = 65611381.73$$

$$\text{Прч}_{\text{б.3}} := \text{Проб}_{\text{б.3}} - \text{Н3} \quad \text{Прч}_{\text{б.3}} = 95629273.15$$

$$\text{Прч}_{\text{б.4}} := \text{Проб}_{\text{б.4}} - \text{Н4} \quad \text{Прч}_{\text{б.4}} = 125647164.58$$

$$\text{Прч}_{\text{б.5}} := \text{Проб}_{\text{б.5}} - \text{Н5} \quad \text{Прч}_{\text{б.5}} = 155665056$$

Расчет общественного эффекта.

Экономии от повышения долговечности проектируемого узла.

$$\text{Цот}_{\text{б.}} = 12399.75 \quad \text{Д1} := 100000 \quad \text{Д2} := 130000$$

$$\text{Про.д.} := \text{Цот}_{\text{б.}} \cdot \frac{\text{Д2}}{\text{Д1}} - \text{Цот}_{\text{пр.}} \quad \text{Про.д.} = 3719.93$$

где Д1 - долговечность базовой конструкции,(тыс.км.)

Д2 - долговечность новой конструкции,(тыс.км.)

Следовательно текущий чистый доход (накопление сальдо) по годам составит:

$$Ч1 := Прч_{пр.1} - Прч_{б.1} + A_{м.} + (Про.д. \cdot V_{пр1})$$

$$Ч1 := 29512687.86 - 35593490.3 + 13836406.9 + (3719.93 \cdot 49328) = 191252128.98$$

$$Ч2 := Прч_{пр.2} - Прч_{б.2} + A_{м.} + (Про.д. \cdot V_{пр2})$$

$$Ч2 = 208103074.04$$

$$Ч3 := Прч_{пр.3} - Прч_{б.3} + A_{м.} + (Про.д. \cdot V_{пр3})$$

$$Ч3 = 224954019.11$$

$$Ч4 := Прч_{пр.4} - Прч_{б.4} + A_{м.} + (Про.д. \cdot V_{пр4})$$

$$Ч4 = 241804964.18$$

$$Ч5 := Прч_{пр.5} - Прч_{б.5} + A_{м.} + (Про.д. \cdot V_{пр5})$$

Дисконтирование денежного потока.

$$Ч5 = 258655909.24$$

$$E_{CT} := 10$$

$$\alpha_{ti} := \frac{1}{(1 + E_{CTi})^t}$$

где E_{CTi} - процентная ставка на капитал;

t - год приведения затрат и результатов;

$$\alpha_1 := 0.909 \quad \alpha_2 := 0.826 \quad \alpha_3 := 0.753 \quad \alpha_4 := 0.863 \quad \alpha_5 := 0.621$$

Далее рассчитывается чистый дисконтированный поток реальных денег по формуле:

$$ЧП1 := Ч1 \cdot \alpha_1$$

$$ЧП1 := 191252128.98 \cdot 0.909 = 173848185.24$$

$$ЧП2 := Ч2 \cdot \alpha_2$$

$$ЧП3 = 169390376.39$$

$$ЧП3 := Ч3 \cdot \alpha_3$$

$$ЧП4 = 208677684.08$$

$$ЧП4 := Ч4 \cdot \alpha_4$$

$$ЧП5 = 160625319.64$$

$$ЧП5 := Ч5 \cdot \alpha_5$$

$$\begin{aligned} &ЧП2 \\ &= 171893139.16 \end{aligned}$$

Суммарный ЧДД за расчетный период рассчитывается по формуле:

$$\Sigma \text{ЧП} := \text{ЧП1} + \text{ЧП2} + \text{ЧП3} + \text{ЧП4} + \text{ЧП5}$$

$$\begin{aligned} \Sigma \text{ЧП} &:= 173848185.24 + 171893139.16 + 169390376.39 + 208677684.08 + \\ &+ 160625319.64 = 884434704.51 \end{aligned}$$

Расчет потребности в капиталобразующих инвестициях составляет:

$$\Sigma \text{Спо}_{\text{н.пр.}} := \text{Зполпр1} + \text{Зполпр2} + \text{Зполпр3} + \text{Зполпр4} + \text{Зполпр5}$$

$$K_{\text{и.}} := 0.132$$

$$I := K_{\text{и.}} \cdot \Sigma \text{Спо}_{\text{н.пр.}}$$

$$I = 407066565.1$$

Чистый дисконтированный доход.

$$\text{ЧД} := \Sigma \text{ЧП} - I_0$$

$$\text{ЧД} = 477368139.42$$

Индекс доходности.

$$ID := \frac{\text{ЧД}}{I}$$

$$ID = 1.17$$

Срок окупаемости проекта.

$$\text{Ток} := \frac{I}{\text{ЧД}}$$

$$\text{Ток} = 0.85$$

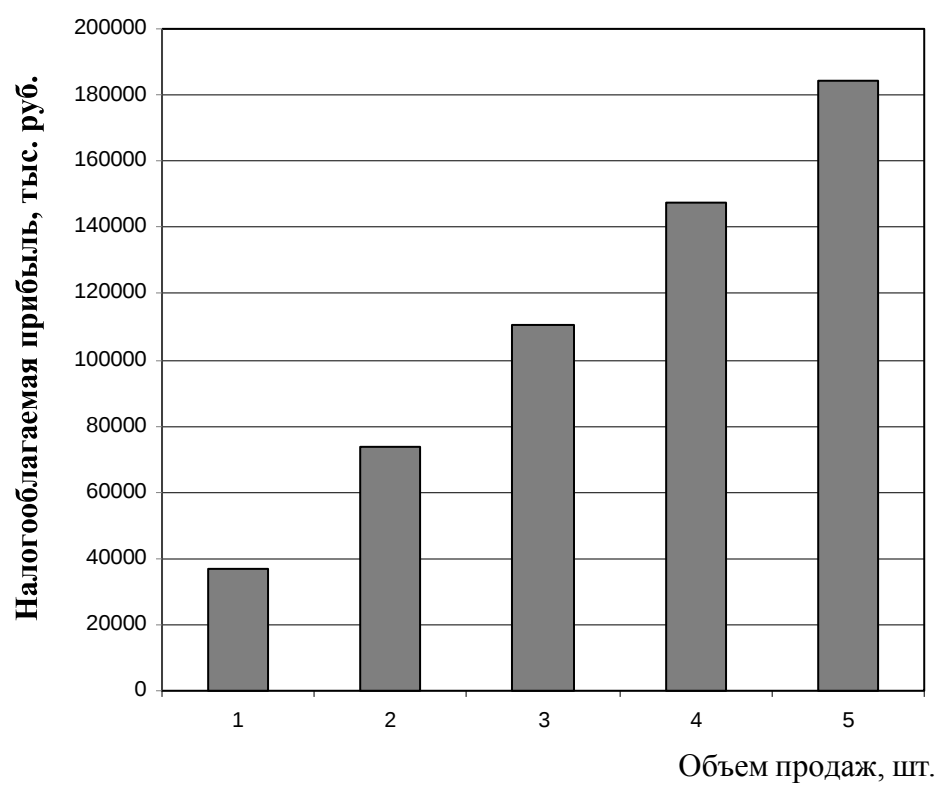


Рисунок 6.2 – График зависимости налогооблагаемой прибыли от объема продаж

Выводы и рекомендации.

В результате проведения совокупности конструкторско - технологических мероприятий увеличился ресурс коробки передач и автомобиля в целом приблизительно в 1,3 раза при одновременном положительном экономическом эффекте $ID=1,17$.

При расчете экономических показателей по внедрению проектируемой конструкции коробки передач для автомобиля ВАЗ-2170 в массовое производство было определено, что себестоимость проектного варианта выше по отношению к себестоимости базового проекта, но в результате увеличения ресурса проектируемого узла ожидается увеличение продаж, что является положительным экономическим показателем. Для этого произведен расчет на общественную эффективность проекта и была вычислена ожидаемая прибыль от внедрения проекта в производство.

Чистый дисконтированный доход от внедрения проекта в производство составляет 477368139,42 руб. Срок окупаемости данного проекта равен 0,85 года, что говорит о минимальном риске проекта. По полученным данным можно говорить о его применении в новых конструкциях автомобилей.

6 Безопасность и экологичность объекта.

6.1 Анализ применения модернизированной коробки передач автомобиля на соответствие требованиям ЕЭК ООН.

Отрасль автомобилестроения одно из ведущих направлений развития мировой экономики. Эффективная работа автотранспорта имеет огромное значение для всех остальных отраслей промышленности. Инновации и разработка новых технологий, также имеют немаловажное значение для развития всей мировой промышленности.

Основными направлениями для дальнейшего развития технического уровня автомобилей - это уменьшение расхода топлива и масла, уменьшение трудоемкости техобслуживания, уменьшение себестоимости материалов на изготовление автомобиля, уменьшение уровня шума, токсичности выхлопных газов, улучшение надежности и безопасности автомобилей.

Достичь топливной экономичности можно за счет меньшей массы автомобиля, улучшение аэродинамики кузова автомобиля, установление более современных двигателей, или переводом на другие виды топлива, например, газ или дизель. Применение более совершенных конструкций в трансмиссии и других узлах. Более широкое применение электронных технологий, позволяющих работать автомобилям в оптимальных режимах. Массу автомобиля можно уменьшать за счет новых технологичных конструкционных материалов, алюминий, углепластик, современные высокопрочные стали, легированные стали и т.д.

Внедрение системы трехмерного проектирования позволит уменьшить трудоемкость конструкторских работ и обеспечить высокую точность и высокое качество изготовления деталей для автоматизированных линий производства.

Основной целью данного дипломного проекта является улучшение показателей динамичности автомобиля ВАЗ-2170, при одновременном сохранении общей компоновки конструкции.

Виброакустическую характеристику автомобиля в основном составляют вибрация и шум, возникающие в результате работы различных агрегатов и узлов автомобиля, они являются основными показателями, которые характеризуют комфортабельность, качество, надёжность и конкурентоспособность автомобилей как на мировом рынке так и на внутреннем, поэтому одной из целей данного дипломного проекта является снижение вибрации и шума.

Среди всех агрегатов и узлов являющихся источниками вибраций и шума, выделяются главным образом коробка переключения передач и двигатель автомобиля.

Шум коробки передач может оказывать существенное влияние на образование как внешнего (правило ЕЭК ООН R51-02) так и внутреннего шума (ГОСТ Р51616) автомобиля, при этом чем более малошумен автомобиль, тем более выделяется шум коробки передач и других элементов трансмиссии.

Коробка передач служит для передачи крутящего момента от двигателя на ведущие колеса посредством зубчатых зацеплений.

В данном дипломном проекте предлагается оптимизировать передаточные числа коробки передач. При выборе значений передаточных чисел трансмиссии для автомобиля LADA PRIORA в качестве приоритетной рассматриваем задачу улучшения динамичности разгона автомобиля. Анализ вопроса расчёта ряда передаточных чисел трансмиссии показал, что в теории автомобиля наиболее широкое распространение получили геометрический, арифметический и гармонический законы построения рядов передаточных чисел трансмиссии. При этом поставленной в дипломном проекте задаче улучшения показателей динамичности автомобиля в наибольшей степени соответствует гармонический закон построения ряда передаточных чисел трансмиссии, при котором ряд передаточных чисел выстраивается по синусоиде. Таким образом, принят гармонический закон для построения ряда передаточных чисел трансмиссии автомобиля LADA PRIORA. При этом сохраняется неизменной общая компоновочная схема коробки передач, а также

обеспечиваются минимальные конструктивные изменения хорошо зарекомендовавшей себя в эксплуатации серийной коробки передач.

Данная модернизация коробки передач практически не влияет на расход топлива автомобилем, а значит, как и стандартный автомобиль со стандартной коробкой передач отвечает требованию правила ЕЭК ООН R-101 по расходу топлива автомобилем и требованию правила ЕЭК ООН R 15-04 по параметрам токсичности автомобиля.

Модернизация осуществленная в данном дипломном проекте также затрагивает виброакустическую характеристику автомобиля. Для компенсации и улучшения измененных в результате модернизации показателей автомобиля рекомендуется произвести некоторые мероприятия по шумоизоляции коробки передач, применяя современные шумоизолирующие материалы.

Также рекомендуется к применению для снижения уровня внешнего шума аэроакустического экрана нижнего проема моторного отсека, который позволяет уменьшить уровень внешнего шума приблизительно на 1 дБА и уменьшить C_x приблизительно на 0,03, что способствует уменьшению расхода топлива и выбросов CO_2 , т.е. будет способствовать выполнению требований правил ЕЭК ООН R-101 и ЕЭК ООН R 15-04.

Модернизация отвечает всем остальным требованиям стандартов, поскольку модернизация коробки передач существенно не влияет на параметры автомобиля, за исключением лишь того, что улучшает комфортабельность управления автомобилем как в городском режиме движения так и по трассе.

6.2 Описание рабочего места, оборудования и выполняемых технологических операций

Участок сборки коробки передач

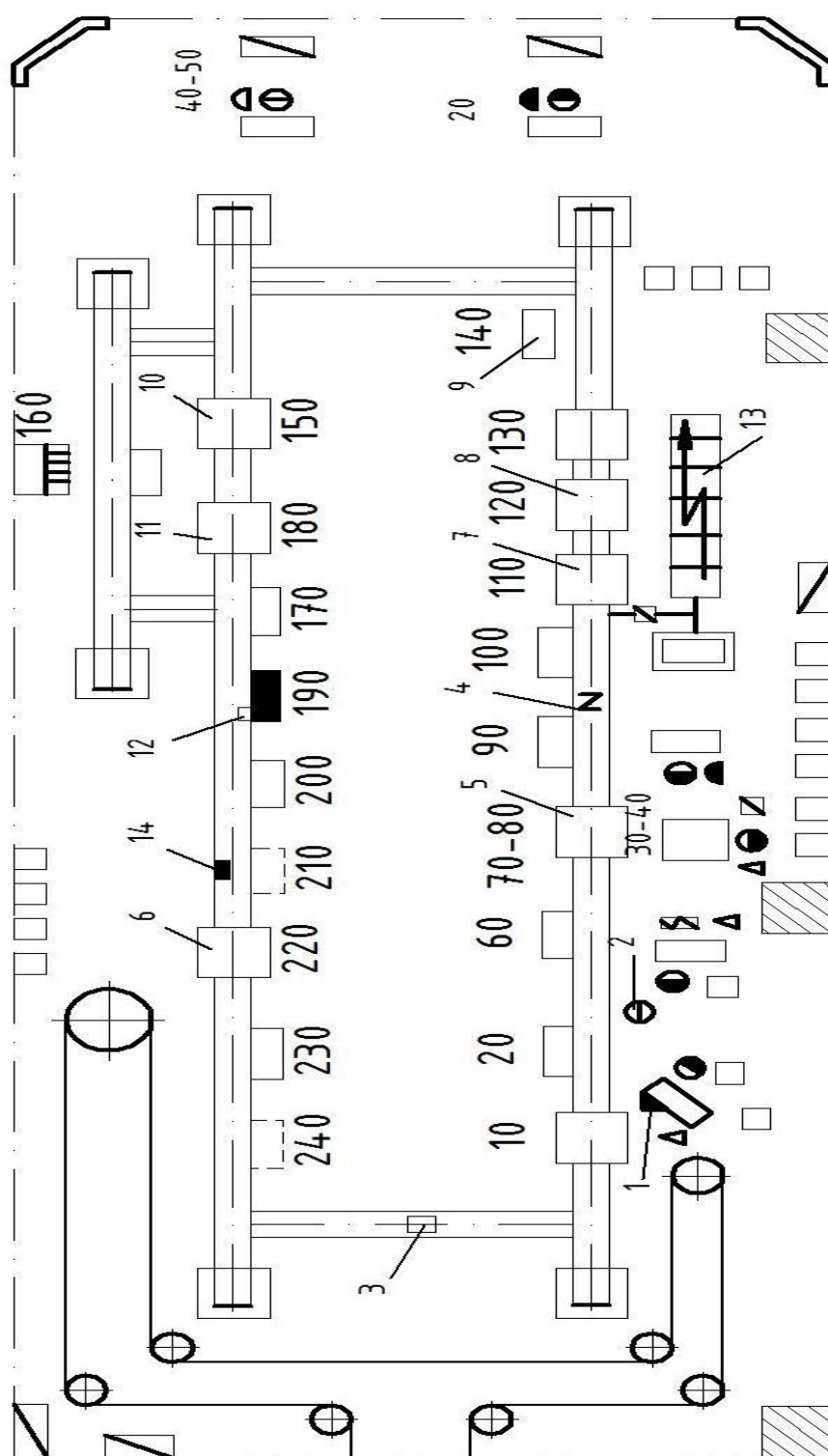


Рисунок 6.1 - Эскиз рабочего места.

Условные обозначения

-  - Горизонтально замкнутый конвейер.
-  - Стеллаж.
-  - Рабочий стол сборщика.
-  - Контейнер для деталей.
-  - Рабочее место.
-  - Подвод сжатого воздуха.
-  - Местное освещение.
-  - Бампер.
-  - Колонны.
-  - Границы участка.

Описание технологического оборудования.

- 1 – устройство для смазки подшипников.
- 2 – устройство для смазки шестерен.
- 3 – приспособление спутник для фиксации картера.
- 4 – пневмогайковерт.
- 5 – пресс для запрессовки шестерен.
- 6 – автоматический гайковерт.
- 7 – автомат для смазки и установки шайб.
- 8 – пресс для запрессовки пыльников.
- 9 – стенд для регулировки осевого зазора.
- 10 – стенд испытательный.
- 11 – устройство для смазки внутренних поверхностей чехлов.

12 – устройство для смазки наружных поверхностей картера.

13 – электрический шкаф.

14 – приспособление для маркировки.

6.3 Безопасность в чрезвычайных и аварийных ситуациях

6.3.1 Мероприятия по предотвращению несчастных случаев и стихийных бедствий

а) сигнал тревоги пожара.

б) сигнал тревоги о стихиях.

Необходимость заранее проинформированности о предстоящей катастрофе и доставлены в безопасное место. Все электрические устройства должны быть отключены в этом случае.

6.3.2 Меры по нейтрализации разрушений.

а) нейтрализация местных пожаров должна начинаться работниками с использованием удобных пожарных средств, сразу после обнаружения пожаров должна быть пожарная охрана и эвакуация незаселенных в пожарной службе работников.

б) устранение завалов и последствий наводнений должно осуществляться службами МЧС с возможным соединением добровольных помощников и коммунальных служб.

Стандартные требования – в приложении Б.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ.

В этом дипломном проекте на тему "Переднеприводный автомобиль 2-го класса. Коробка передач" рассматривает 5-ступенчатую трансмиссию автомобиля ВАЗ-2170. Для оценки данной конструкции будет проведено технико-экономическое обоснование проекта, динамическое, тяговое усилие и прочностной расчеты.

Чтобы лучше узнать возможности этого изменения, параметры ВСХ, баланс тягового, текущий баланс, динамический фактор, время и способ ускорения, топливная экономичность определены.

В экономической части проводится оценка конструкторских показателей надежности и долговечности, оценка публичного значения проекта, а также определяются производственные затраты на переключение передач.

Проект разрабатывает технологический процесс сборки коробки передач, а также деятельность по промышленной безопасности и экологии.

В рамках дипломного проекта по безопасности и экологии анализируется применение модернизированной трансмиссии для обеспечения соответствия требованиям ЕЭК ООН.

Сравнивая показатели тягово-динамических свойств и топливной экономичности автомобиля LADA PRIORA оборудованного серийной и модернизированной коробкой передач можно сделать следующие выводы:

- 1) Время разгона автомобиля при использовании модернизированного ряда передаточных чисел трансмиссии сократилось при разгоне от 0 до 60 км/ч на 7%, при разгоне от 0 до 90 км/ч также на 5%.
- 2) Путевой расход топлива на высшей передаче при движении на высоких скоростях остался неизменным.

Таким образом, поставленные задачи по повышению динамики разгона автомобиля, посредством изменения значений передаточных чисел коробки передач решены.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1.Васильев, Б.С. Автомобильный справочник / Б.С. Васильев, - М. : Машиностроение, 2004. - 704 с: ил. - Библиогр. : с. 696. – Прил. : с. 483-695.
- 2.Черепанов, Л.А. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля: учеб. Пособие / Л. А. Черепанов; ТолПИ. - Тольятти: ТолПИ, 2001.-40 с: ил. - Библиогр. : с. 39.
- 3.Кисуленко, Б.В. Краткий автомобильный справочник. Легковые автомобили. / Б.В. Кисуленко, – М. : Автополис-плюс, 2005. - 482 с.
- 4.Лукин, П.П. Конструирование и расчёт автомобиля / П.П. Лукин;. – М. : Машиностроение, 1984. -376 с.
- 5.Анурьев, В.И. Справочник технолога машиностроителя / В.И. Анурьев;. – М. : Машиностроение, 1980. – 688 с.
- 6.«Методические указания к выполнению дипломных проектов технического направления» Тольятти 1988.
- 7.Горина, Л.Н. « Обеспечение безопасности труда на производстве / Л.Н. Горина;. - Тольятти 2002.
- 8.Капрова, В.Г. « Методические указания по технико-экономическому обоснованию дипломного проекта конструкторского и исследовательского направлений для студентов специальности 150100 – “Авто-мобиле- и тракторостроение”» / В.Г.Капрова;. Тольятти: ТГУ. 2003.
- 9.Куклин, Н.Г. Детали машин / Н.Г. Куклин;. – М. : Высшая школа, 1973. - 384с.
10. «Краткий автомобильный справочник» - М. : Транспорт, 1984. – 250 с.
- 11.Гришкевич, А.И. «Конструкция, конструирование и расчет автомобиля» / А.И. Гришкевич;. - М. : Высшая школа, 1987.–377 с.
- 12.Малкин, В.С. «Конструкция и расчет автомобиля» / В.С. Малкин; - КуАИ, 1978. – 195 с.
- 13.Лысов, М.И. «Машиностроение» / М.И. Лысов;. - М. : Машиностроение,1972.–233 с.
- 14.Осепчугов, В.В.; Фрумкин, А.К. «Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета» / В.В. Осепчугов; А.К. Фрумкин; - М. : Машиностроение,

1989.-304с.

15.Писаренко, Г.С. «Справочник по сопротивлению материалов» / Г.С. Писаренко; - Киев: Наукова думка, 1988.-736с.

16. «Бюллетень нормативных актов федеральных органов исполнительной власти», № 39,2003; Информационный фонд НТЦ "Система".

17.Раскин, А.М., Яшин, А.Ф. Основы расчета и указания к курсовому проектированию агрегатов шасси автомобиля / А.М. Раскин; А.Ф. Яшин; - Саратов: Ротапринт, 1975.-68с.

18. Родионов, В. Ф., Фиттерман, Б. М. Легковые автомобили / В.Ф. Родионов; Б.М. Фиттерман; - М. : Машиностроение, 1971.-376с.

19.Фчеркан, Н. С. Детали машин. Справочник. Т.3. / Н.С. Фчеркан; - М. : Машиностроение, 1969. – 355с.

20.Чайковский, И.П. Рулевые управления автомобилей / И.П. Чайковский; П.А. Саломатин; - М. : Машиностроение, 1987.-176с.

21. Daniel Stapleton. How to Plan and Build a Fast Road Car / 2004.-99 p.

22. Sergio M. Savaresi, Charles Poussot-Vassal, Cristiano Spelta, Olivier Senname, Luc Dugard. Gear box Control Design for Vehicles/ 2010.-163 p.

23. Colin Campbell. Automobile Gear box / 2012.-197 p.

25. Calculation the torque moment of the clutch elastic and safety roller. Part 2012. Volume XI (XXI). P. 36 – 38.

24. Dainius, L., Vilius B., Research on Probability for Failures in VW Cars During Warranty and Post-Warranty Periods / Mokslas: Lietuvos Ateitis, 2014. – 23 p.

25. Catalin, A., Method for the multi-criteria optimization of car wheel mechanisms A. Catalin, V. Totu / Ingeniería e Investigación, 2016. – 155 p.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Графики тягово-динамического расчета для серийного ряда
передаточных чисел

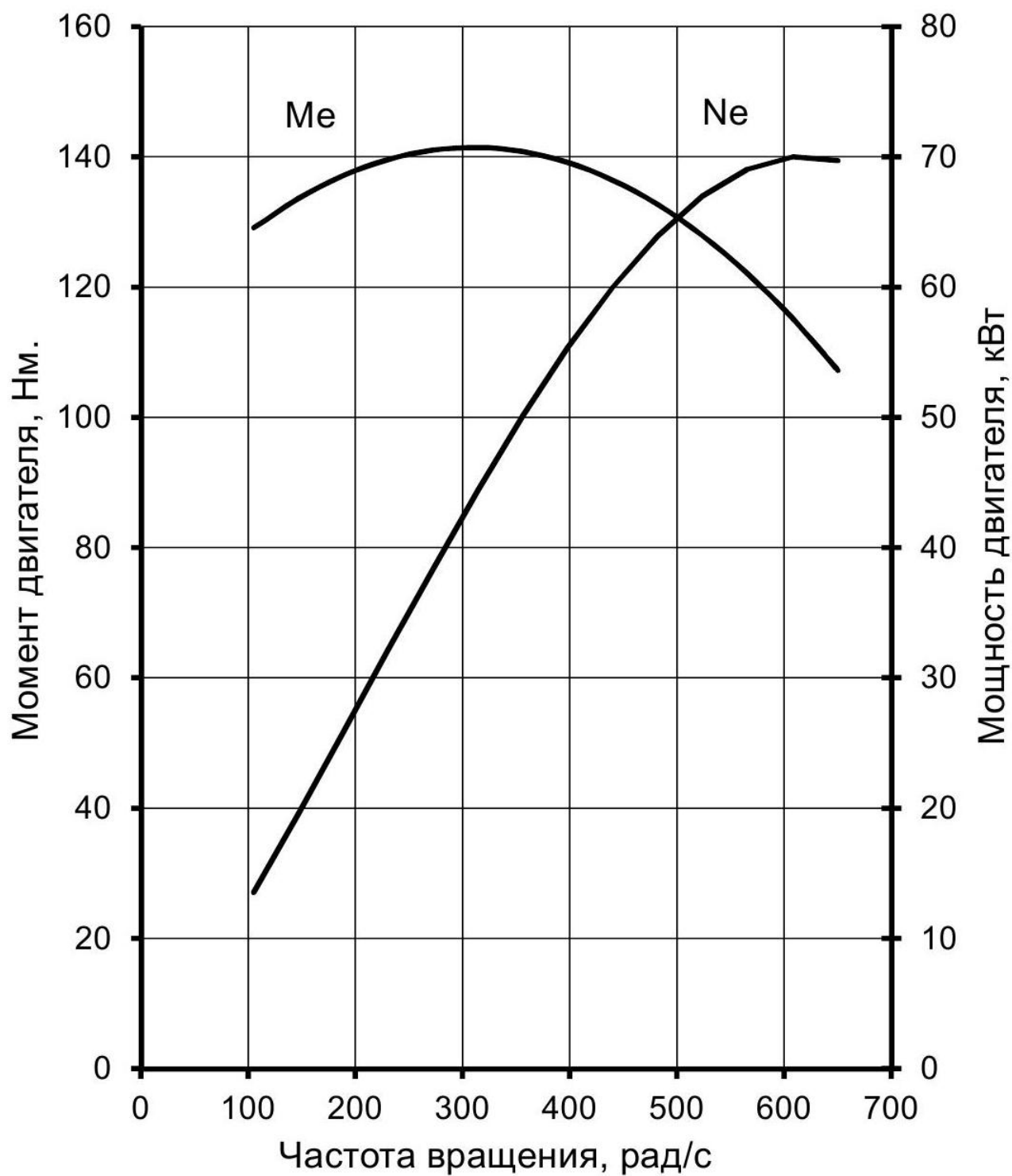


Рисунок А1 – Внешняя скоростная характеристика

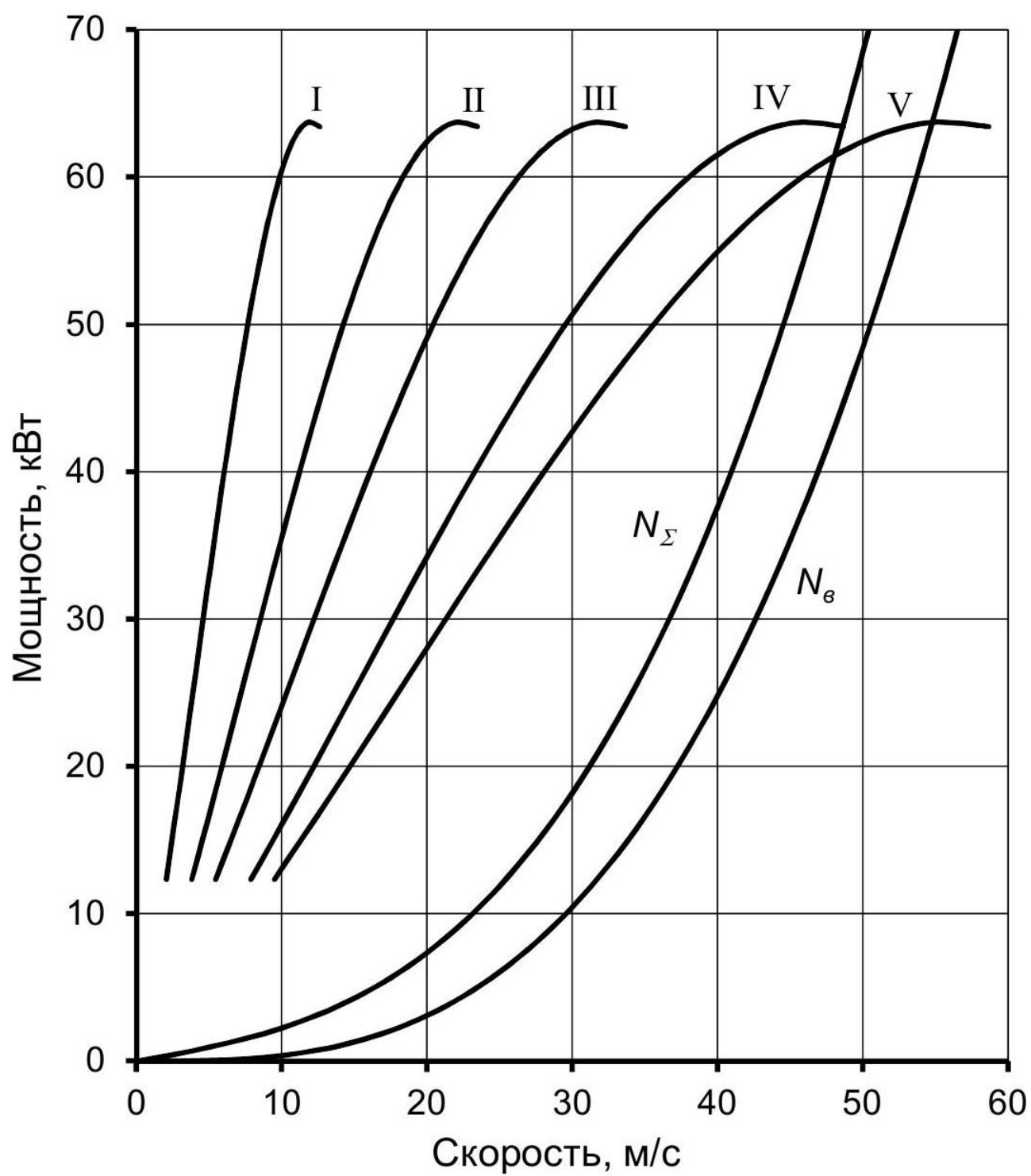


Рисунок А2 – Баланс мощностей

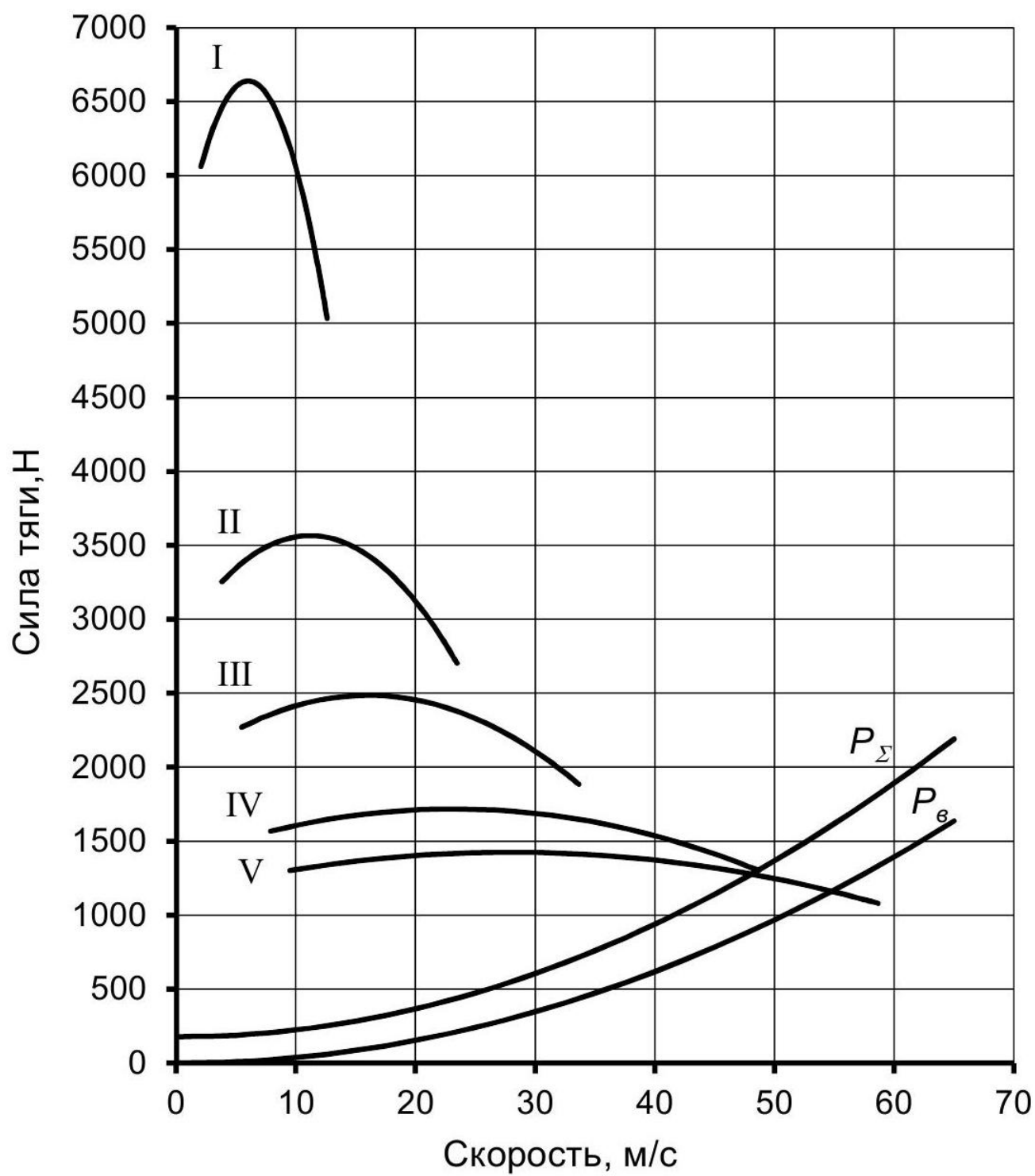


Рисунок АЗ – Тяговый баланс

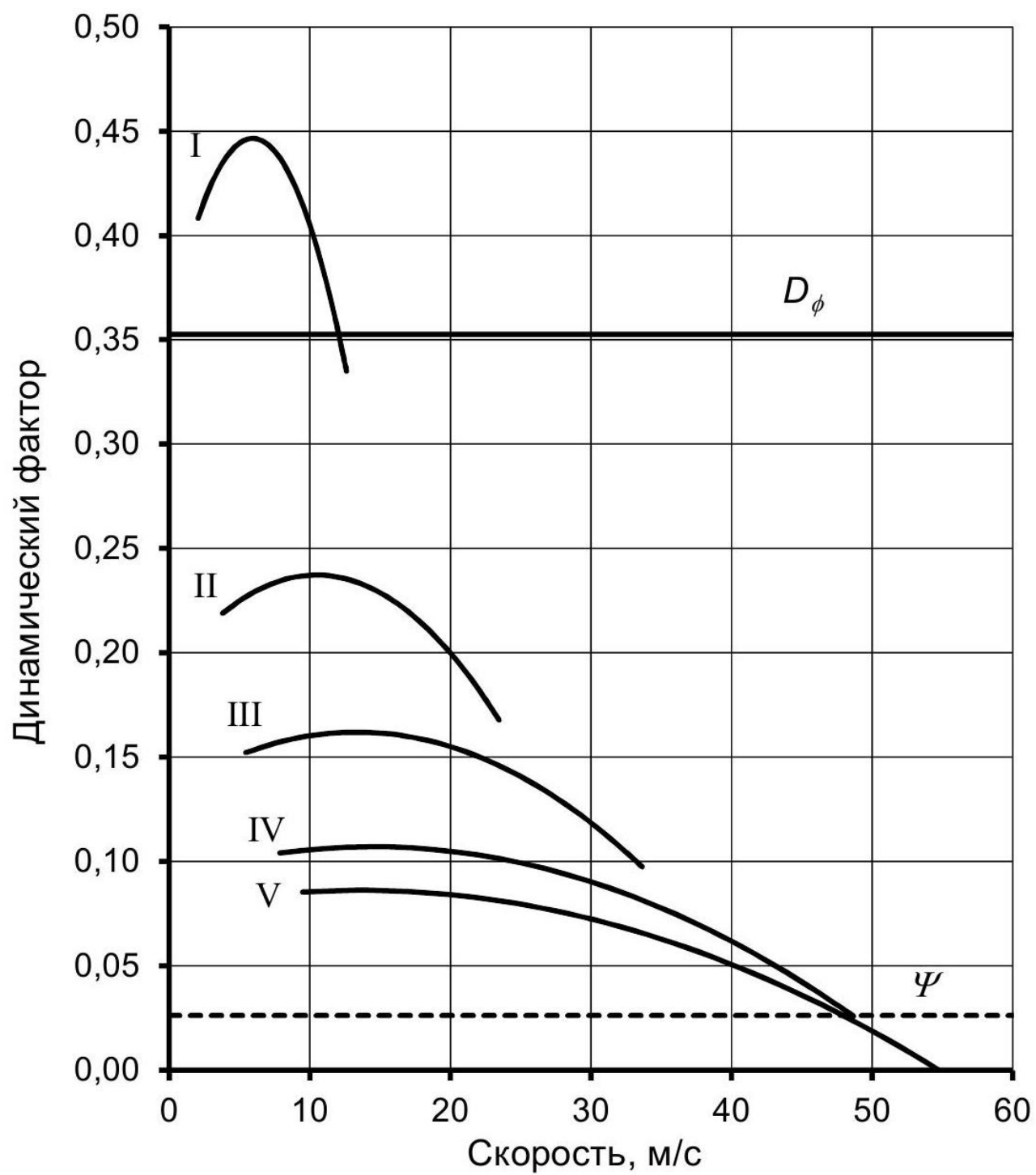


Рисунок А4 – Динамический баланс

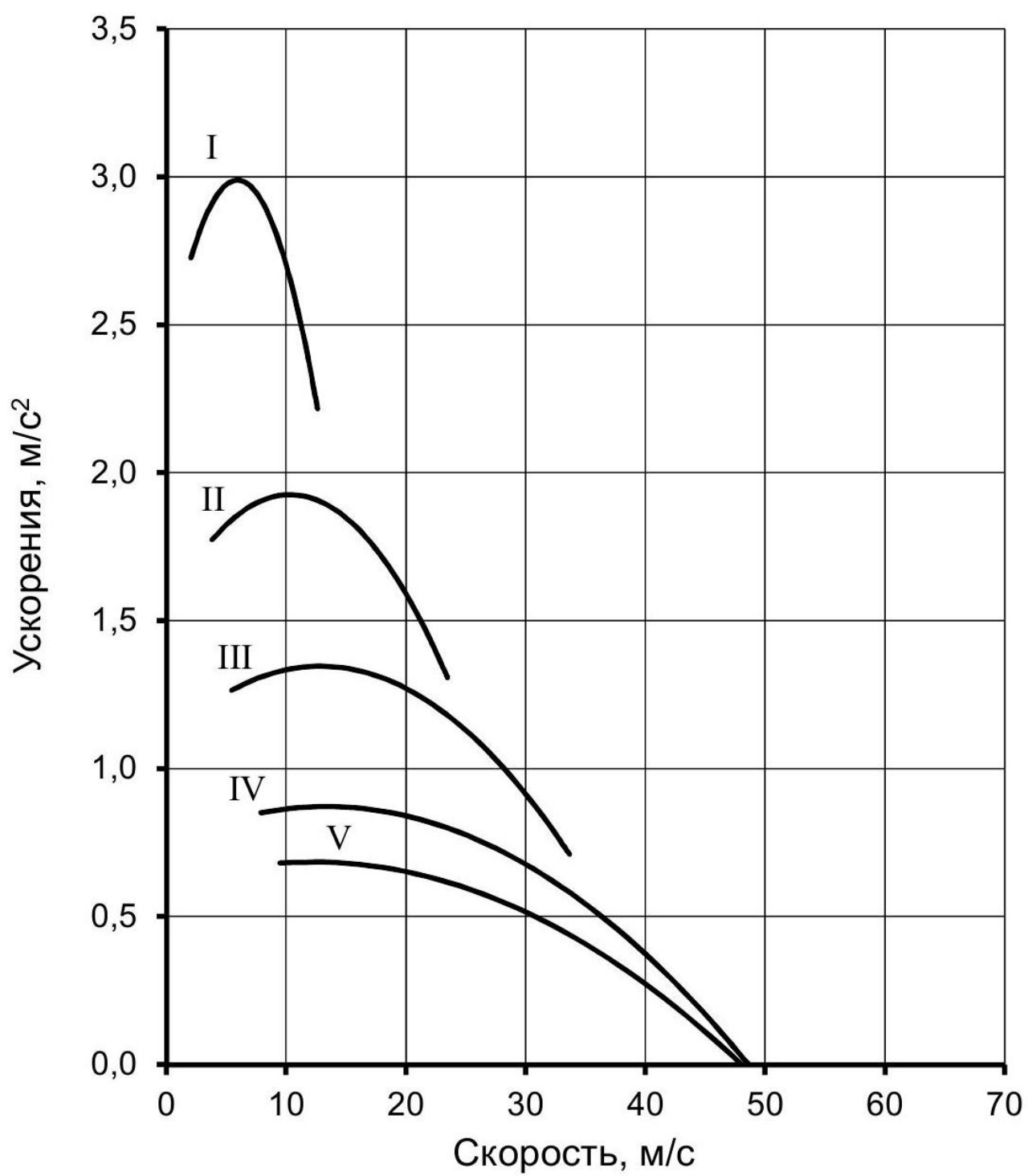


Рисунок А5 – Ускорения на передачах

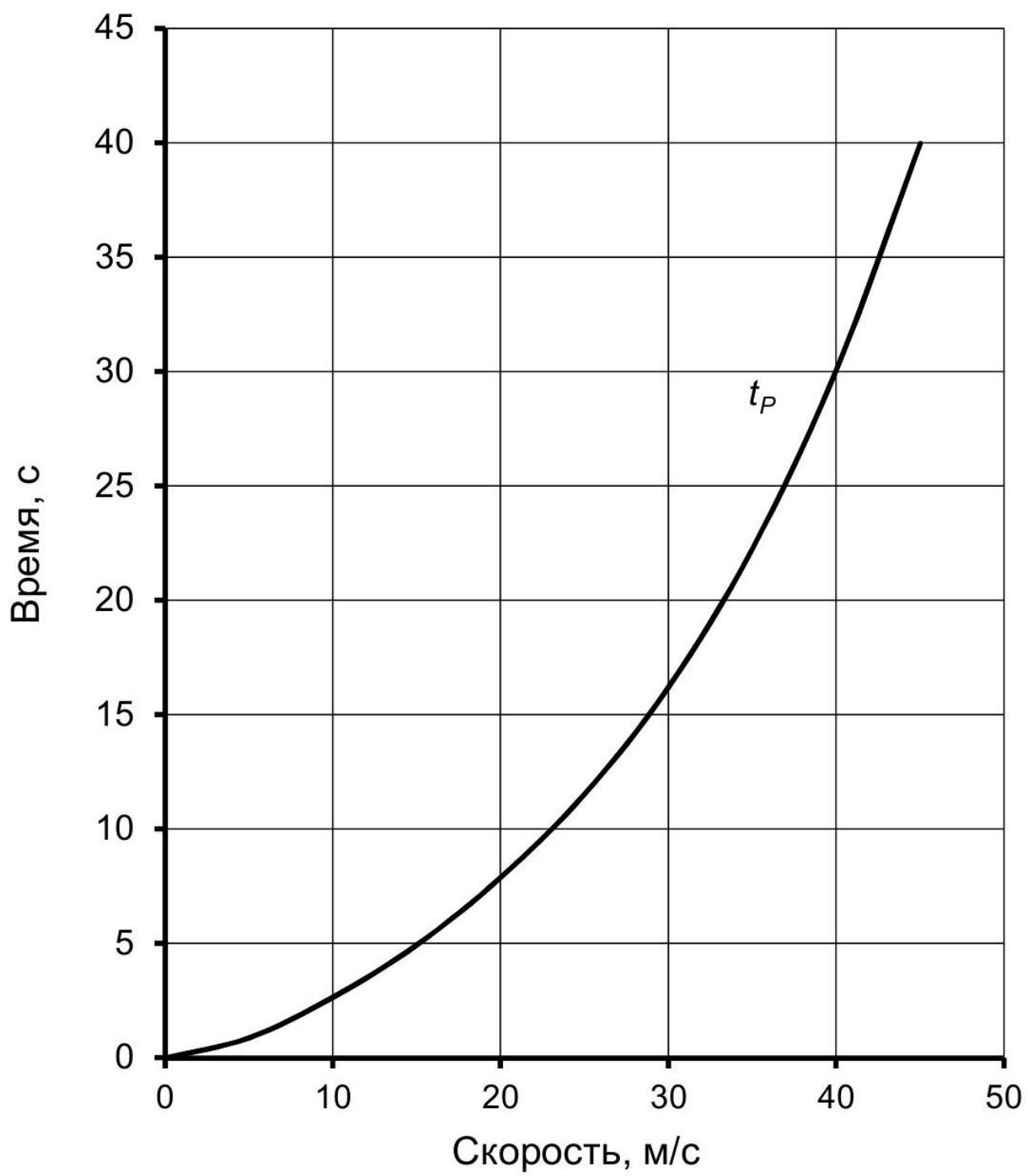


Рисунок А6 – Время разгона

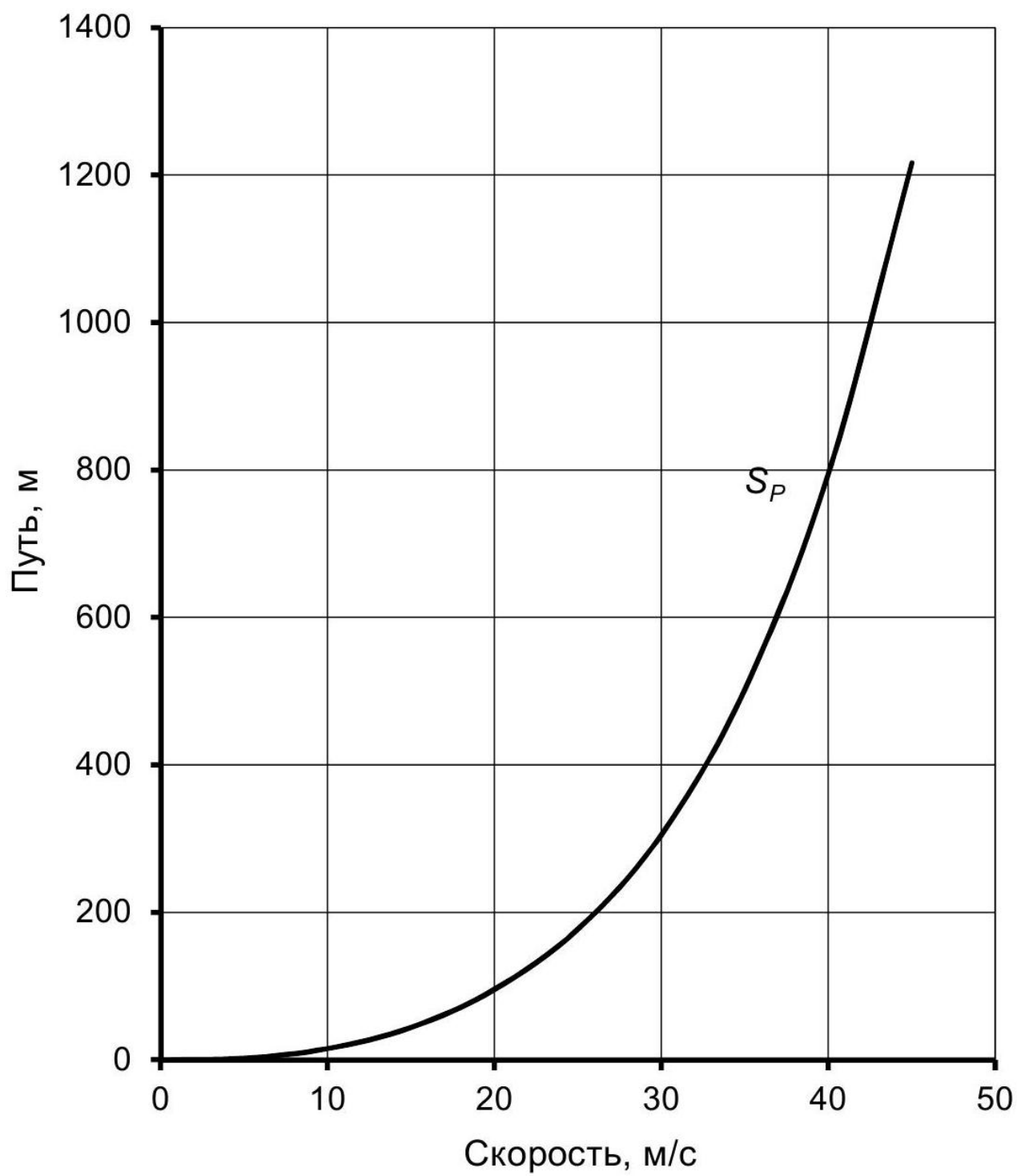


Рисунок А7 – Путь разгона

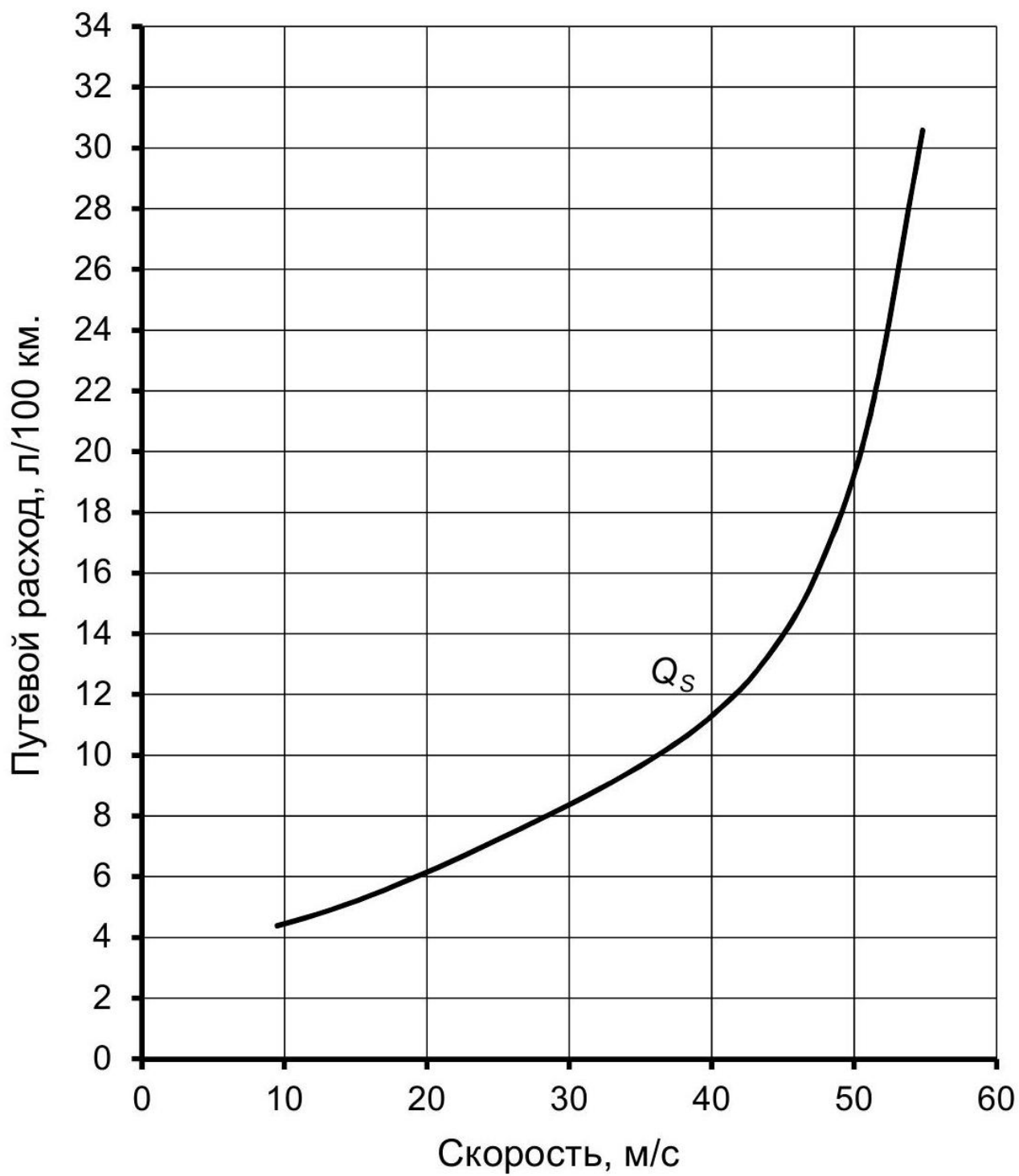


Рисунок А8 – Путевой расход топлива

Графики тягово-динамического расчета для модернизированного ряда передаточных чисел

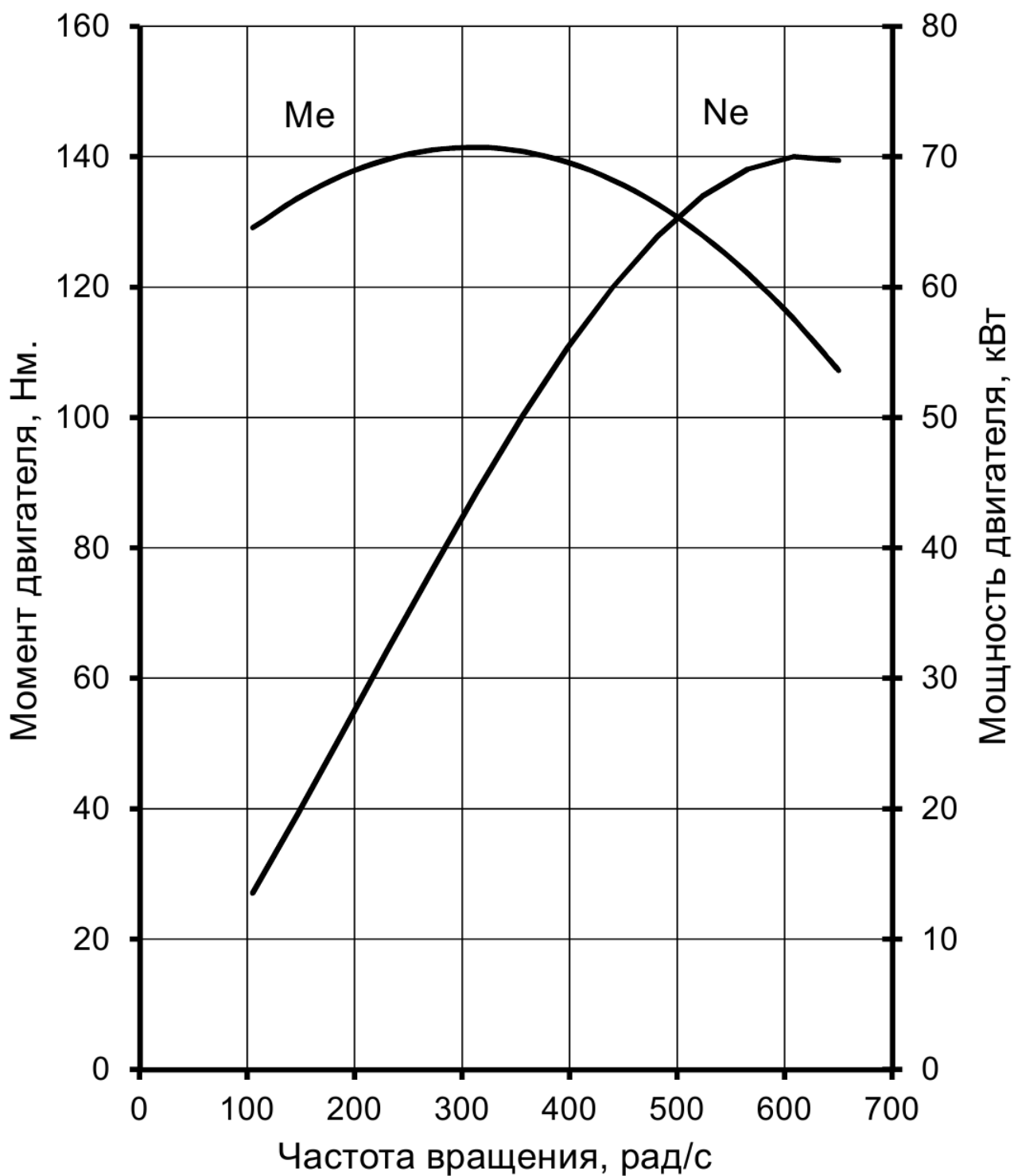


Рисунок А1 – Внешняя скоростная характеристика

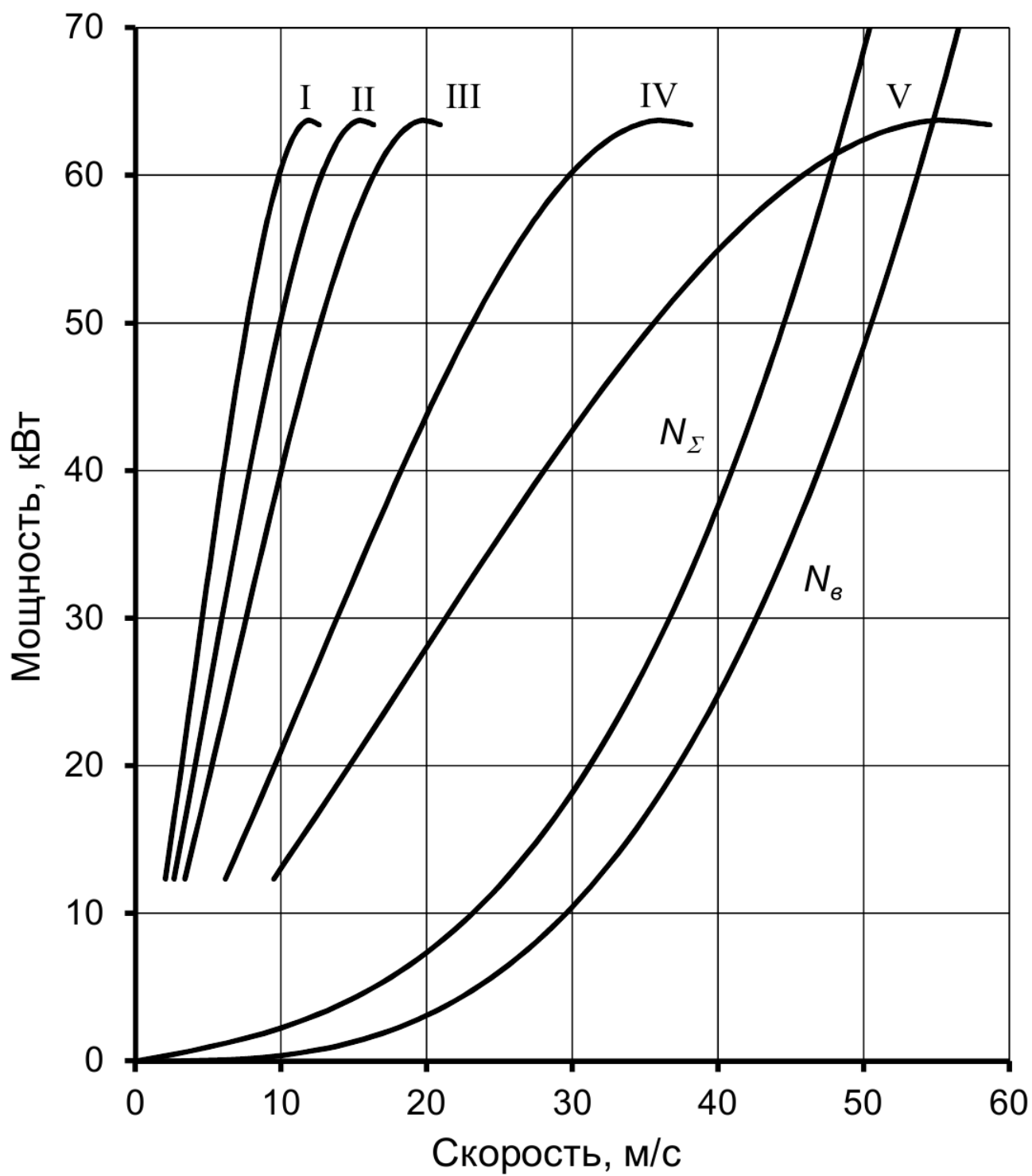


Рисунок А2 – Баланс мощностей

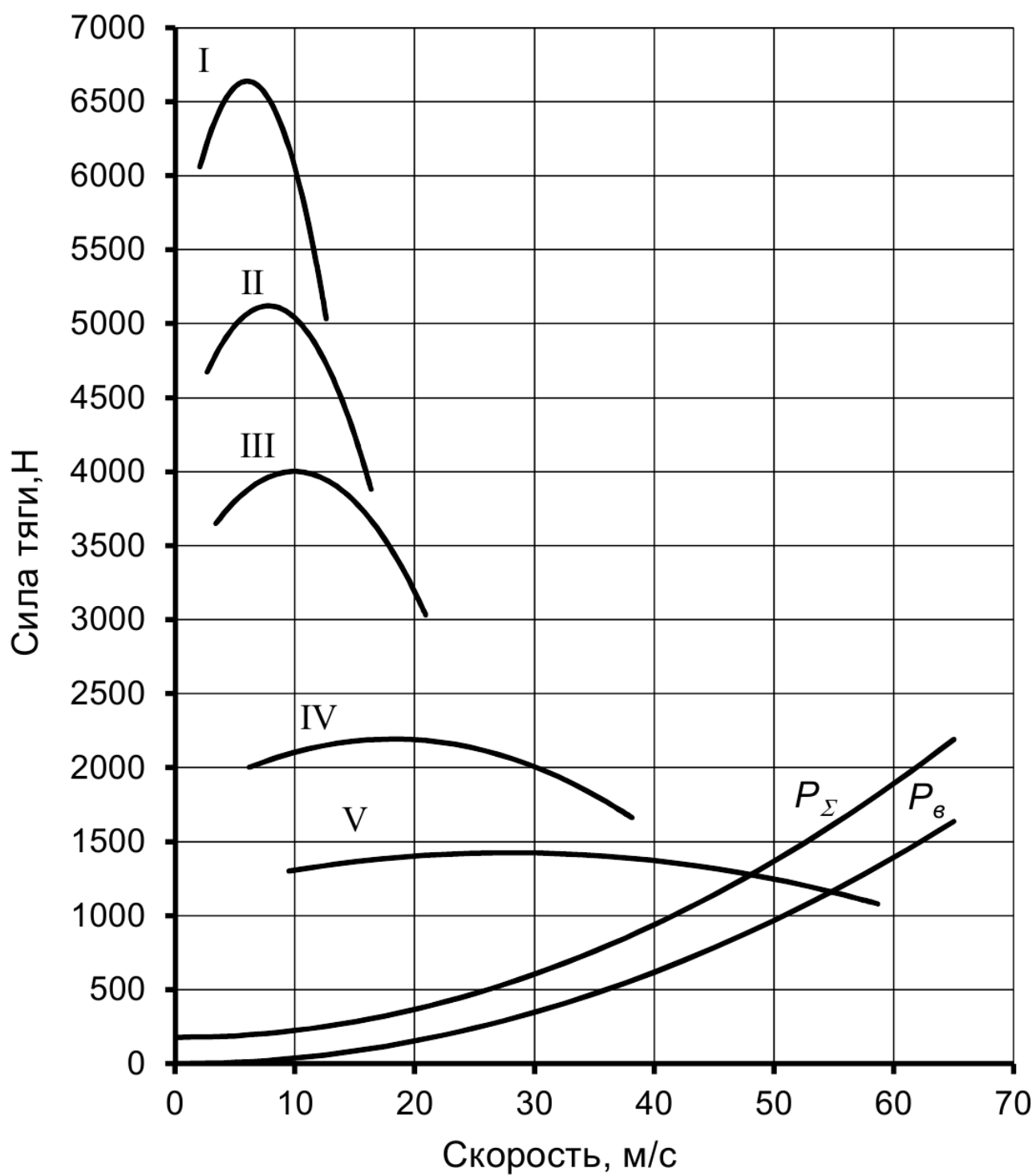


Рисунок АЗ – Тяговый баланс

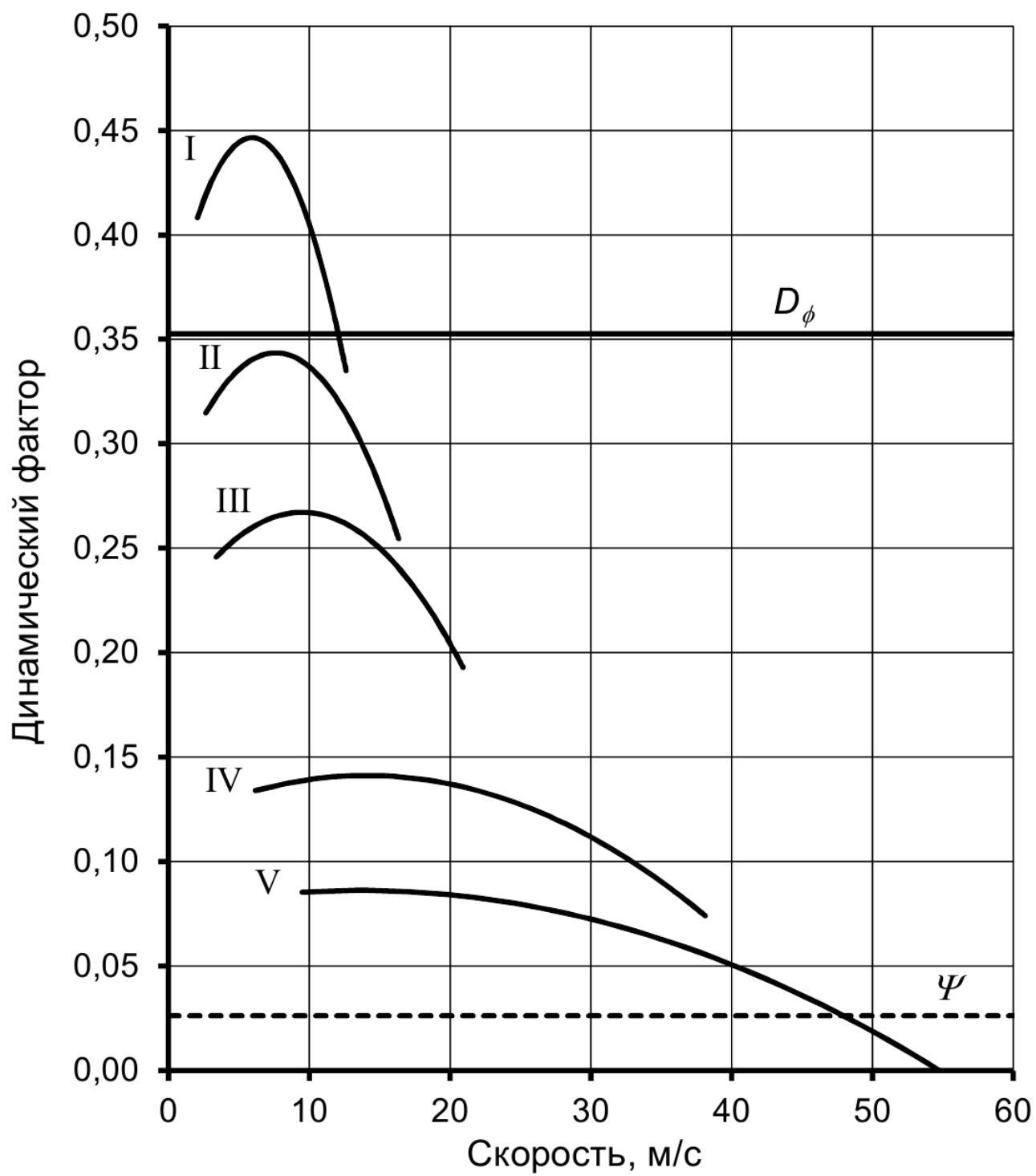


Рисунок А4 – Динамический баланс

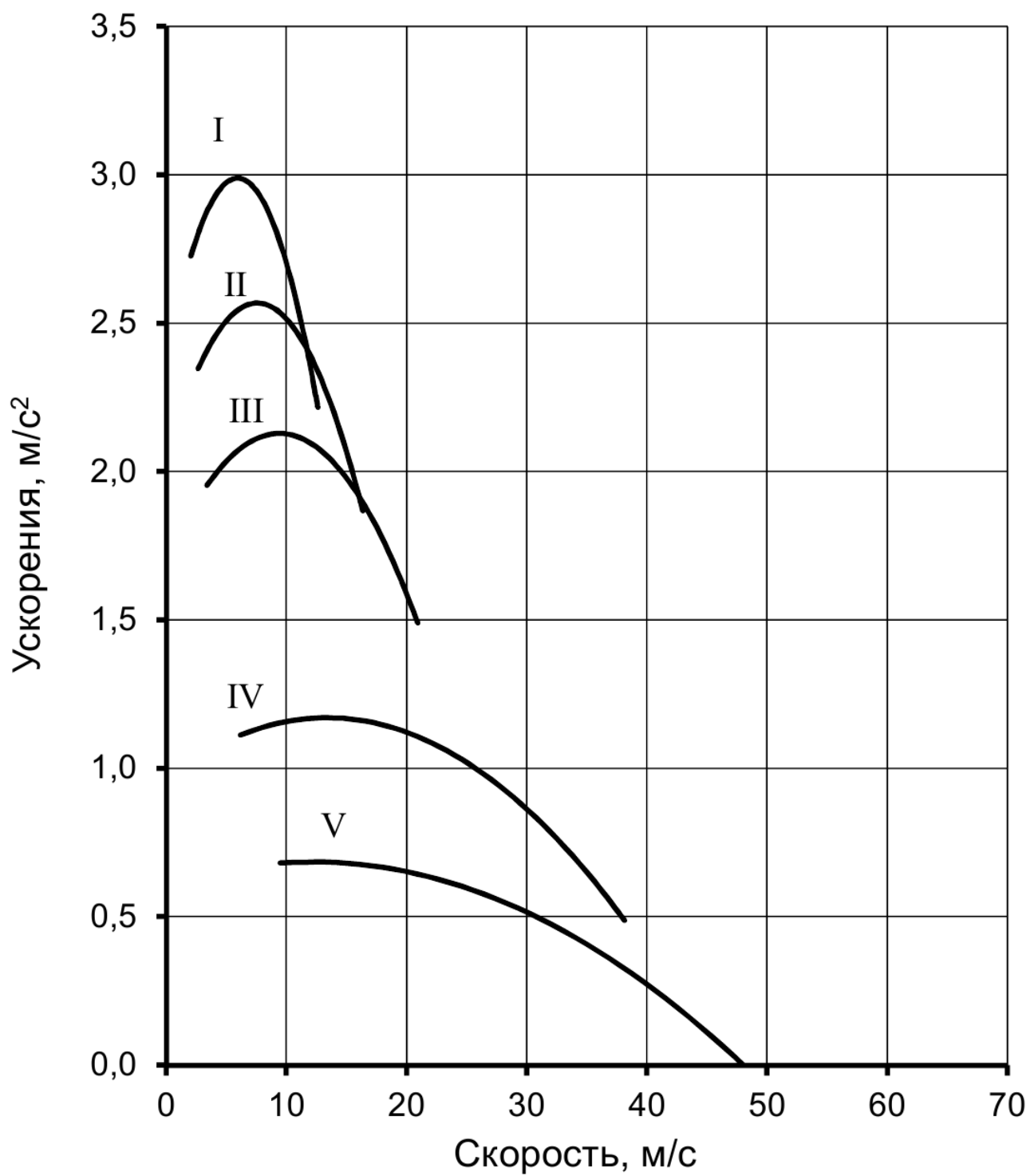


Рисунок А5 – Ускорения на передачах

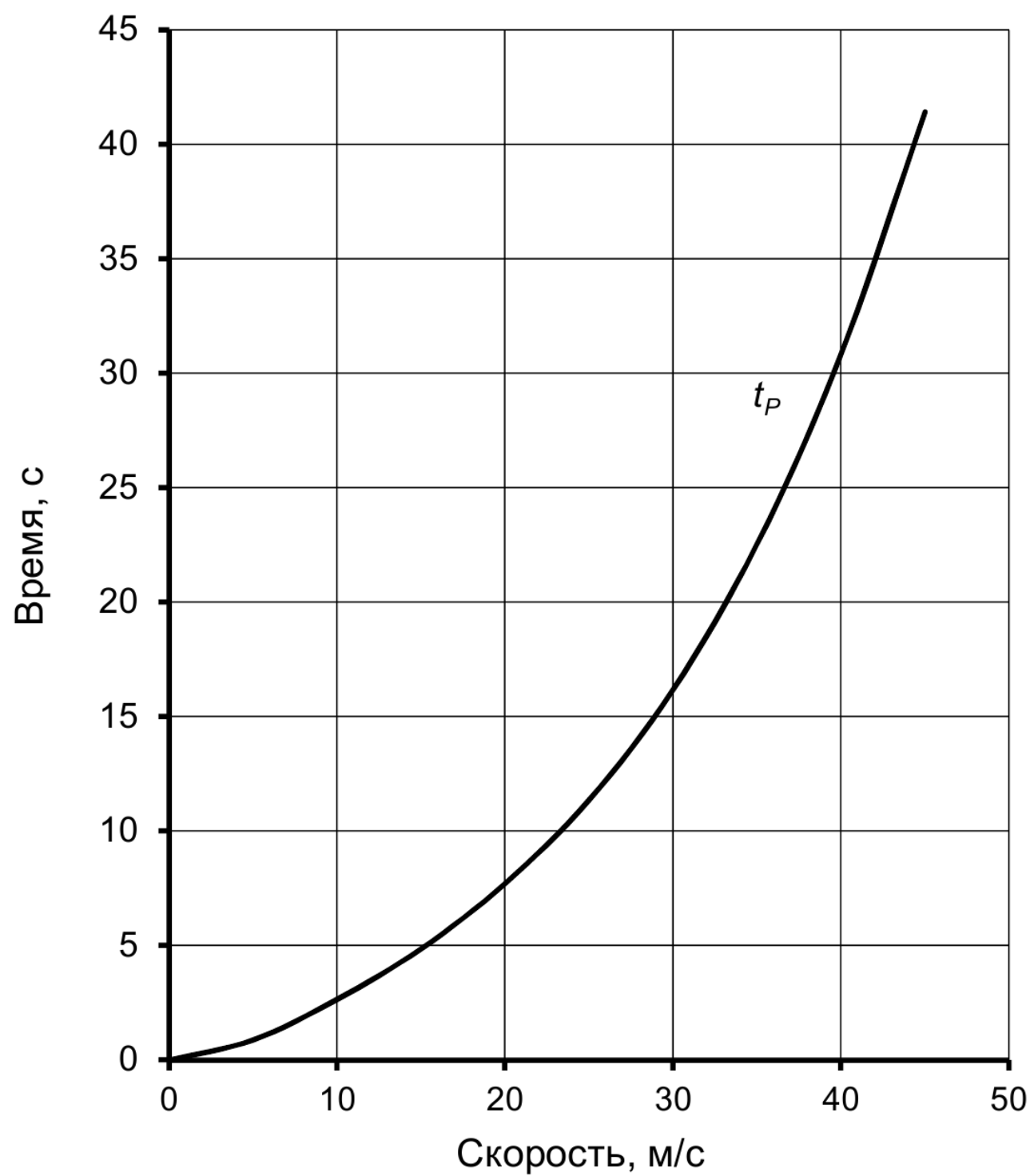


Рисунок А6 – Время разгона

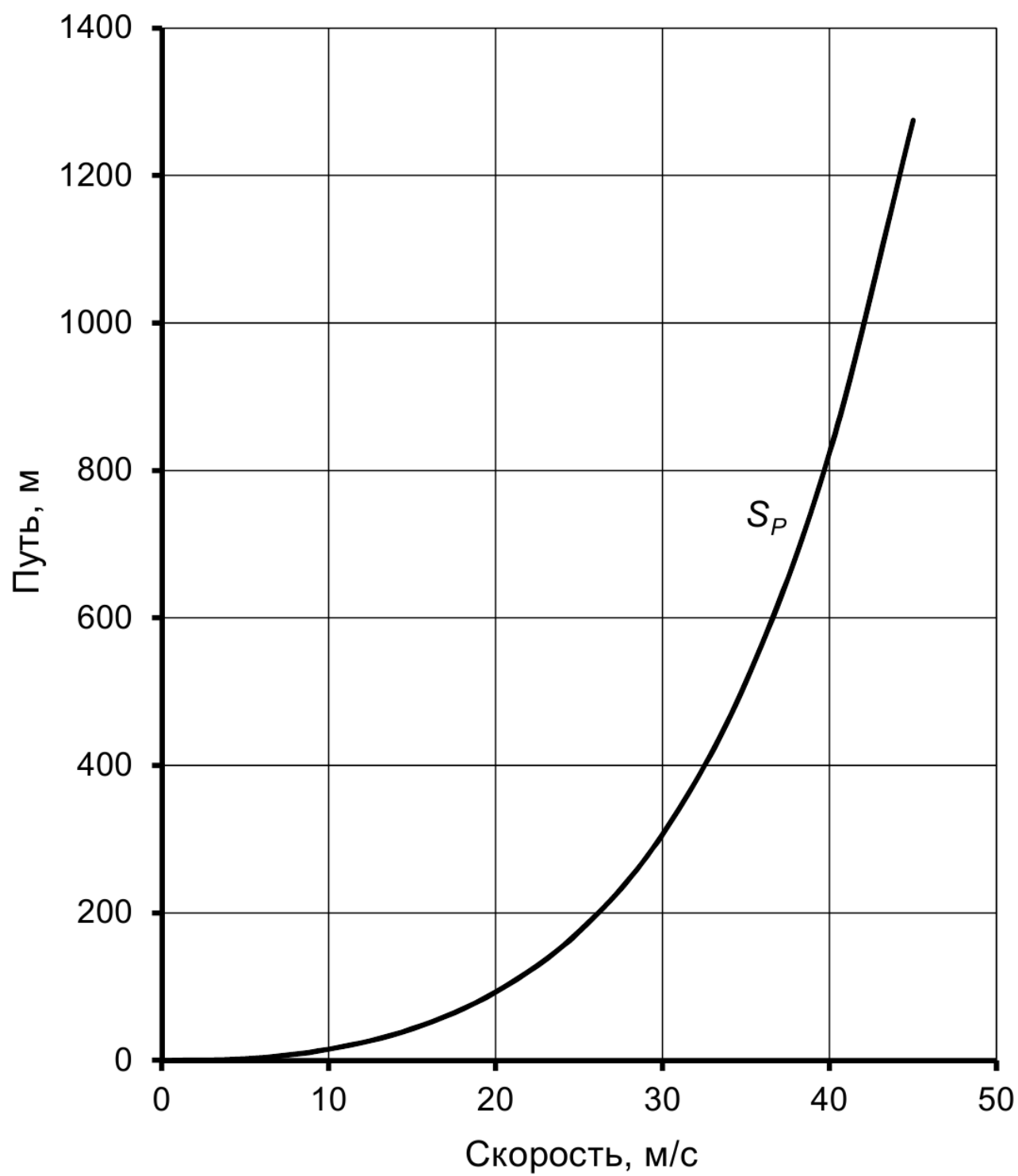


Рисунок А7 – Путь разгона

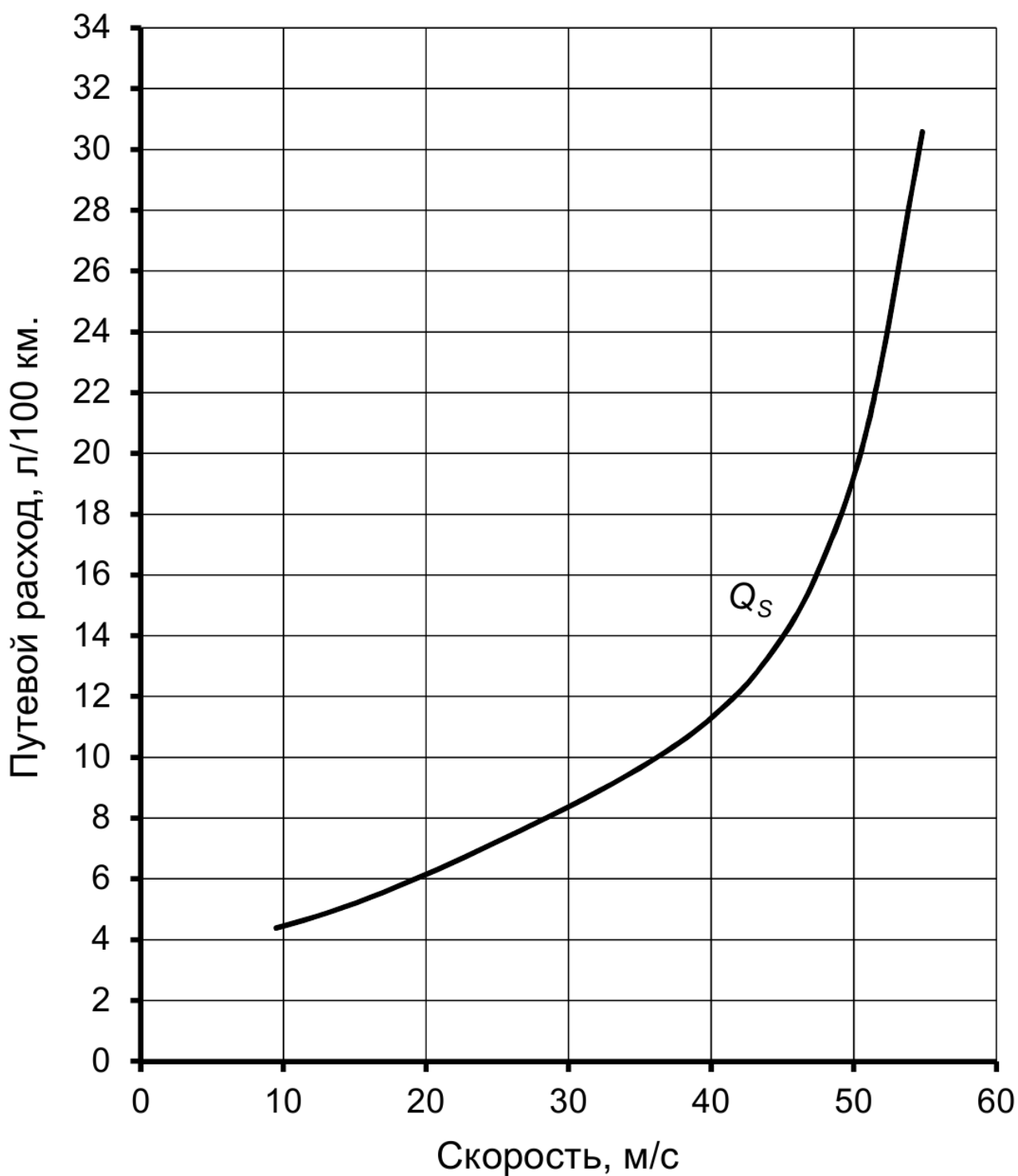


Рисунок А8 – Путевой расход топлива

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Общие требования по охране труда

- 1 Работники должны проходить обязательные предварительный (при

поступлении на работу) и периодические (в течение трудовой деятельности) медицинские осмотры в соответствии с приказом «Министерства здравоохранения Российской Федерации от 10 декабря 1996 г. N 405 «[16]О проведении предварительных и периодических медицинских осмотров работников" (зарегистрирован Министерством юстиции Российской Федерации 31 декабря 1996 г., регистрационный N 1224).»[16]

2 «В соответствии со статьей 76 Трудового кодекса Российской Федерации работодатель обязан отстранить от работы (не допускать к работе) работника, не прошедшего в установленном порядке обязательный предварительный или периодический медицинский осмотр.»[16]

3 «Работника, нуждающегося в соответствии с медицинским заключением в предоставлении другой работы, работодатель обязан с его согласия перевести на другую имеющуюся работу, не противопоказанную ему по состоянию здоровья (статья 72 Трудового кодекса Российской Федерации).»[16]

4 В организациях не допускается применение труда женщин и лиц в возрасте до восемнадцати лет на работах, определенных постановлением Правительства Российской Федерации от 25 февраля 2000 г. N 162 "Об утверждении перечня тяжелых работ и работ с вредными или опасными условиями труда, при выполнении которых запрещается применение труда женщин" и постановлением Правительства Российской Федерации от 25 февраля 2000 г. N 163 "Об утверждении перечня тяжелых работ и работ с вредными или опасными условиями труда, при выполнении которых запрещается применение труда лиц моложе восемнадцати лет»[16] соответственно.

15 «Лица, виновные в нарушении требований охраны труда, несут ответственность в соответствии с законодательством Российской Федерации.»[16]

5 «Настоящие санитарные правила и нормы (далее - Санитарные правила) предназначены для предотвращения неблагоприятного воздействия микроклимата рабочих мест, производственных помещений на самочувствие,

функциональное состояние, работоспособность и здоровье человека.»[16]

6 «Настоящие Санитарные правила распространяются на показатели микроклимата на рабочих местах всех видов производственных помещений и являются обязательными для всех предприятий и организаций. Ссылки на обязательность соблюдения требований настоящих Санитарных правил должны быть включены в нормативно-технические документы: стандарты, строительные нормы и правила, технические условия и иные нормативные и технические документы, регламентирующие эксплуатационные характеристики производственных объектов, технологического, инженерного и санитарно-технического оборудования, обуславливающих обеспечение гигиенических нормативов микроклимата.»[16]

7 «В соответствии со статьями [9](#) и [34](#) Закона РСФСР "О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения»[16] в организациях должен осуществляться производственный контроль за соблюдением требований Санитарных правил и проведением профилактических мероприятий, направленных на предупреждение возникновения заболеваний работающих в производственных помещениях, а также контроль за соблюдением условий труда и отдыха и выполнением мер коллективной и индивидуальной защиты работающих от неблагоприятного воздействия микроклимата. «[16]

8 «Руководители предприятий, организаций и учреждений вне зависимости от форм собственности и подчиненности в порядке обеспечения производственного контроля обязаны привести рабочие места в соответствие с требованиями к микроклимату, предусмотренными настоящими Санитарными правилами. «[16]

9 «Государственный санитарно-эпидемиологический надзор и контроль за выполнением настоящих Санитарных правил осуществляется органами и учреждениями Государственной санитарно - эпидемиологической службы Российской Федерации, а ведомственный санитарно-эпидемиологический надзор и контроль - органами и учреждениями санитарно-эпидемиологического профиля соответствующих министерств и ведомств. «[16]

21 «Государственный санитарно-эпидемиологический надзор за строительством новых и реконструкцией действующих производственных помещений осуществляется на этапах разработки проекта и введения объектов в эксплуатацию с учетом характера технологического процесса и соответствия инженерного и санитарно-технического оборудования требованиям настоящих Санитарных правил и Строительных норм и правил "Отопление, вентиляция и кондиционирование»[16]

22 «Проектная документация на строительство и реконструкцию производственных помещений должна быть согласована с органами и учреждениями Госсанэпидслужбы России. «[16]

23 «Ввод в эксплуатацию производственных помещений в целях оценки соответствия гигиенических параметров микроклимата требованиям настоящих Санитарных правил должен осуществляться при обязательном участии представителей Государственного санитарно - эпидемиологического надзора Российской Федерации. «[16]

24 «[Положение](#) о Государственной санитарно - эпидемиологической службе Российской Федерации и Положение о государственном санитарно-эпидемиологическом нормировании, утвержденные Постановлением Правительства Российской Федерации от 5 июня 1994 г. N 625.» [16]

25 «Руководство "Общие требования к построению, изложению и оформлению санитарно-гигиенических и эпидемиологических нормативных и методических документов" от 9 февраля 1994 г. Р1.1.004-94.» [16]

«Термины и определения» [16]

26 «Производственные помещения - замкнутые пространства в специально предназначенных зданиях и сооружениях, в которых постоянно (по сменам) или периодически (в течение рабочего дня) осуществляется трудовая деятельность людей. » [16]

27 «Рабочее место - участок помещения, на котором в течение рабочей смены или части ее осуществляется трудовая деятельность. Рабочим местом может являться несколько участков производственного помещения. Если эти

участки расположены по всему помещению, то рабочим местом считается вся площадь помещения. » [16]

10 «Холодный период года - период года, характеризующийся среднесуточной температурой наружного воздуха, равной $+10^{\circ}\text{C}$ и ниже. » [16]

11 «Теплый период года - период года, характеризующийся среднесуточной температурой наружного воздуха выше $+10^{\circ}\text{C}$. » [16]

12 «Среднесуточная температура наружного воздуха - средняя величина температуры наружного воздуха, измеренная в определенные часы суток через одинаковые интервалы времени. Она принимается по данным метеорологической службы. » [16]

13 «Тепловая нагрузка среды (ТНС) - сочетанное действие на организм человека параметров микроклимата (температура, влажность, скорость движения воздуха, тепловое облучение), выраженное одночисловым показателем в $^{\circ}\text{C}$. » [16]

«Общие требования и показатели микроклимата»

14 «Санитарные правила устанавливают гигиенические требования к показателям микроклимата рабочих мест производственных помещений с учетом интенсивности энерготрат работающих, времени выполнения работы, периодов года и содержат требования к методам измерения и контроля микроклиматических условий. » [16]

15 «Показатели микроклимата должны обеспечивать сохранение теплового баланса человека с окружающей средой и поддержание оптимального или допустимого теплового состояния организма.

16 «Показателями, характеризующими микроклимат в производственных помещениях, являются:

- температура воздуха;
- температура поверхностей;
- относительная влажность воздуха;
- скорость движения воздуха;
- интенсивность теплового облучения.

Учитывается температура поверхностей ограждающих конструкций (стены, потолок, пол), устройств (экраны и т.п.), а также технологического оборудования или ограждающих его устройств. » [16]

«Оптимальные условия микроклимата»

17 «Оптимальные микроклиматические условия установлены по критериям оптимального теплового и функционального состояния человека. Они обеспечивают общее и локальное ощущение теплового комфорта в течение 8-часовой рабочей смены при минимальном напряжении механизмов терморегуляции, не вызывают отклонений в состоянии здоровья, создают предпосылки для высокого уровня работоспособности и являются предпочтительными на рабочих местах. » [16]

18 «Оптимальные величины показателей микроклимата необходимо соблюдать на рабочих местах производственных помещений, на которых выполняются работы операторского типа, связанные с нервно - эмоциональным напряжением (в кабинах, на пультах и постах управления технологическими процессами, в залах вычислительной техники и др.). Перечень других рабочих мест и видов работ, при которых должны обеспечиваться оптимальные величины микроклимата, определяется Санитарными правилами по отдельным отраслям промышленности и другими документами, согласованными с органами Государственного санитарно-эпидемиологического надзора в установленном порядке. » [16]

19 «Оптимальные параметры микроклимата на рабочих местах должны соответствовать величинам применительно к выполнению работ различных категорий в холодный и теплый периоды года. » [16]

20 «Перепады температуры воздуха по высоте и по горизонтали, а также изменения температуры воздуха в течение смены при обеспечении оптимальных величин микроклимата на рабочих местах не должны превышать 2° С и выходить за пределы величин.» [16]

21 «Предметом регулирования настоящего Федерального закона являются отношения, возникающие в связи с проведением специальной оценки условий

труда, а также с реализацией обязанности работодателя по обеспечению безопасности работников в процессе их трудовой деятельности и прав работников на рабочие места, соответствующие государственным нормативным требованиям охраны труда.

22 Настоящий Федеральный закон устанавливает правовые и организационные основы и порядок проведения специальной оценки условий труда, определяет правовое положение, права, обязанности и ответственность участников специальной оценки условий труда.

Статья 2. Регулирование специальной оценки условий труда

23 Регулирование специальной оценки условий труда осуществляется Трудовым [кодексом](#) Российской Федерации, настоящим Федеральным законом, другими федеральными законами и иными нормативными правовыми актами Российской Федерации.

24 Нормы, регулирующие специальную оценку условий труда и содержащиеся в федеральных законах и иных нормативных правовых актах Российской Федерации, должны соответствовать нормам Трудового [кодекса](#) Российской Федерации и настоящего Федерального закона.

25 Если международным договором Российской Федерации установлены иные правила, чем те, которые предусмотрены настоящим Федеральным законом, применяются правила международного договора.

Статья 3. Специальная оценка условий труда

26 Специальная оценка условий труда является единым комплексом последовательно осуществляемых мероприятий по идентификации вредных и (или) опасных факторов производственной среды и трудового процесса (далее также - вредные и (или) опасные производственные факторы) и оценке уровня их воздействия на работника с учетом отклонения их фактических значений от установленных уполномоченным Правительством Российской Федерации федеральным органом исполнительной власти нормативов (гигиенических нормативов) условий труда и применения средств индивидуальной и коллективной защиты работников.

27 По результатам проведения специальной оценки условий труда устанавливаются классы (подклассы) условий труда на рабочих местах.

28 Специальная оценка условий труда не проводится в отношении условий труда надомников, дистанционных работников и работников, вступивших в трудовые отношения с работодателями - физическими лицами, не являющимися индивидуальными предпринимателями.

29 Проведение специальной оценки условий труда в отношении условий труда государственных гражданских служащих и муниципальных служащих регулируется федеральными законами и иными нормативными правовыми актами Российской Федерации, законами и иными нормативными правовыми актами субъектов Российской Федерации о государственной гражданской службе и о муниципальной службе.

Статья 4. Права и обязанности работодателя в связи с проведением специальной оценки условий труда

1. Работодатель вправе:

1) требовать от организации, проводящей специальную оценку условий труда, обоснования результатов ее проведения;

2) проводить внеплановую специальную оценку условий труда в порядке, установленном настоящим Федеральным законом;

3) требовать от организации, проводящей специальную оценку условий труда, документы, подтверждающие ее соответствие требованиям, установленным [статьей 19](#) настоящего Федерального закона;

4) обжаловать в порядке, установленном [статьей 26](#) настоящего Федерального закона, действия (бездействие) организации, проводящей специальную оценку условий труда.

2. Работодатель обязан:

1) обеспечить проведение специальной оценки условий труда, в том числе внеплановой специальной оценки условий труда, в случаях, установленных [частью 1 статьи 17](#) настоящего Федерального закона;

2) предоставить организации, проводящей специальную оценку условий труда, необходимые сведения, документы и информацию, которые предусмотрены гражданско-правовым договором, указанным в [части 2 статьи 8](#) настоящего Федерального закона, и которые характеризуют условия труда на рабочих местах, а также разъяснения по вопросам проведения специальной оценки условий труда;

3) не предпринимать каких бы то ни было преднамеренных действий, направленных на сужение круга вопросов, подлежащих выяснению при проведении специальной оценки условий труда и влияющих на результаты ее проведения;

4) ознакомить в письменной форме работника с результатами проведения специальной оценки условий труда на его рабочем месте;

5) давать работнику необходимые разъяснения по вопросам проведения специальной оценки условий труда на его рабочем месте;

6) реализовывать мероприятия, направленные на улучшение условий труда работников, с учетом результатов проведения специальной оценки условий труда.

Статья 5. Права и обязанности работника в связи с проведением специальной оценки условий труда

1. Работник вправе:

1) присутствовать при проведении специальной оценки условий труда на его рабочем месте;

2) обращаться к работодателю, его представителю, организации, проводящей специальную оценку условий труда, эксперту организации, проводящей специальную оценку условий труда (далее также - эксперт), за получением разъяснений по вопросам проведения специальной оценки условий труда на его рабочем месте;

3) обжаловать результаты проведения специальной оценки условий труда на его рабочем месте в соответствии со [статьей 26](#) настоящего Федерального закона.

2. Работник обязан ознакомиться с результатами проведенной на его рабочем месте специальной оценки условий труда.

Статья 6. Права и обязанности организации, проводящей специальную оценку условий труда

1. Организация, проводящая специальную оценку условий труда, вправе:

1) отказаться в порядке, установленном настоящим Федеральным законом, от проведения специальной оценки условий труда, если при ее проведении возникла либо может возникнуть угроза жизни или здоровью работников такой организации;

2) обжаловать в установленном порядке предписания должностных лиц федерального органа исполнительной власти, уполномоченного на проведение федерального государственного надзора за соблюдением трудового законодательства и иных нормативных правовых актов, содержащих нормы трудового права, и его территориальных органов.

2. Организация, проводящая специальную оценку условий труда, обязана:

1) предоставлять по требованию работодателя, представителя выборного органа первичной профсоюзной организации или иного представительного органа работников обоснования результатов проведения специальной оценки условий труда, а также давать работникам разъяснения по вопросам проведения специальной оценки условий труда на их рабочих местах;

2) предоставлять по требованию работодателя документы, подтверждающие соответствие этой организации требованиям, установленным [статьей 19](#) настоящего Федерального закона;

3) применять утвержденные и аттестованные в порядке, установленном законодательством Российской Федерации об обеспечении единства измерений, методы исследований (испытаний) и методики (методы) измерений и соответствующие им средства измерений, прошедшие поверку и внесенные в Федеральный информационный фонд по обеспечению единства измерений;

4) не приступать к проведению специальной оценки условий труда либо приостанавливать ее проведение в случаях:

а) непредоставления работодателем необходимых сведений, документов и информации, которые предусмотрены гражданско-правовым договором, указанным в [части 2 статьи 8](#) настоящего Федерального закона, и которые характеризуют условия труда на рабочих местах, а также разъяснений по вопросам проведения специальной оценки условий труда;

б) отказа работодателя обеспечить условия, необходимые для проведения исследований (испытаний) и измерений идентифицированных вредных и (или) опасных производственных факторов, в соответствии с гражданско-правовым договором, указанным в [части 2 статьи 8](#) настоящего Федерального закона;

5) хранить коммерческую и иную охраняемую законом тайну, ставшую известной этой организации в связи с осуществлением деятельности в соответствии с настоящим Федеральным законом.

Статья 7. Применение результатов проведения специальной оценки условий труда

Результаты проведения специальной оценки условий труда могут применяться для:

1) разработки и реализации мероприятий, направленных на улучшение условий труда работников;

2) информирования работников об условиях труда на рабочих местах, о существующем риске повреждения их здоровья, о мерах по защите от воздействия вредных и (или) опасных производственных факторов и о полагающихся работникам, занятым на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, гарантиях и компенсациях;

3) обеспечения работников средствами индивидуальной защиты, а также оснащения рабочих мест средствами коллективной защиты;

4) осуществления контроля за состоянием условий труда на рабочих местах;

5) организации в случаях, установленных законодательством Российской Федерации, обязательных предварительных (при поступлении на работу) и

периодических (в течение трудовой деятельности) медицинских осмотров работников;

6) установления работникам предусмотренных Трудовым [кодексом](#) Российской Федерации гарантий и компенсаций;

7) установления дополнительного тарифа страховых взносов в Пенсионный фонд Российской Федерации с учетом класса (подкласса) условий труда на рабочем месте;

8) расчета скидок (надбавок) к страховому тарифу на обязательное социальное страхование от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний;

9) обоснования финансирования мероприятий по улучшению условий и охраны труда, в том числе за счет средств на осуществление обязательного социального страхования от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний;

10) подготовки статистической отчетности об условиях труда;

11) решения вопроса о связи возникших у работников заболеваний с воздействием на работников на их рабочих местах вредных и (или) опасных производственных факторов, а также расследования несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний;

12) рассмотрения и урегулирования разногласий, связанных с обеспечением безопасных условий труда, между работниками и работодателем и (или) их представителями;

13) определения в случаях, установленных федеральными законами и иными нормативными правовыми актами Российской Федерации, и с учетом государственных нормативных требований охраны труда видов санитарно-бытового обслуживания и медицинского обеспечения работников, их объема и условий их предоставления;

14) принятия решения об установлении предусмотренных трудовым законодательством ограничений для отдельных категорий работников;

15) оценки уровней профессиональных рисков;

16) иных целей, предусмотренных федеральными законами и иными нормативными правовыми актами Российской Федерации.

Глава 2. Порядок проведения специальной оценки условий труда

Статья 8. Организация проведения специальной оценки условий труда

1. Обязанности по организации и финансированию проведения специальной оценки условий труда возлагаются на работодателя.

2. Специальная оценка условий труда проводится совместно работодателем и организацией или организациями, соответствующими требованиям [статьи 19](#) настоящего Федерального закона и привлекаемыми работодателем на основании гражданско-правового договора.

3. Специальная оценка условий труда проводится в соответствии с методикой ее проведения, утверждаемой федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим функции по выработке и реализации государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере труда, с учетом мнения Российской трехсторонней комиссии по регулированию социально-трудовых отношений.

4. Специальная оценка условий труда на рабочем месте проводится не реже чем один раз в пять лет, если иное не установлено настоящим Федеральным законом. Указанный срок исчисляется со дня утверждения отчета о проведении специальной оценки условий труда.

5. В случае проведения специальной оценки условий труда в отношении условий труда работников, допущенных к сведениям, отнесенным к государственной или иной охраняемой законом тайне, ее проведение осуществляется с учетом требований законодательства Российской Федерации о государственной и об иной охраняемой законом тайне.

Статья 9. Подготовка к проведению специальной оценки условий труда

1. Для организации и проведения специальной оценки условий труда работодателем образуется комиссия по проведению специальной оценки условий труда (далее - комиссия), число членов которой должно быть нечетным, а также утверждается график проведения специальной оценки условий труда.

2. В состав комиссии включаются представители работодателя, в том числе специалист по охране труда, представители выборного органа первичной профсоюзной организации или иного представительного органа работников (при наличии). Состав и порядок деятельности комиссии утверждаются приказом (распоряжением) работодателя в соответствии с требованиями настоящего Федерального закона.

3. При проведении у работодателя, отнесенного в соответствии с законодательством Российской Федерации к субъектам малого предпринимательства, специальной оценки условий труда в состав комиссии включаются работодатель - индивидуальный предприниматель (лично), руководитель организации, другие полномочные представители работодателя, в том числе специалист по охране труда либо представитель организации или специалист, привлекаемые работодателем по гражданско-правовому договору для осуществления функций службы охраны труда (специалиста по охране труда), представители выборного органа первичной профсоюзной организации или иного представительного органа работников (при наличии).

4. Комиссию возглавляет работодатель или его представитель.

5. Комиссия до начала выполнения работ по проведению специальной оценки условий труда утверждает перечень рабочих мест, на которых будет проводиться специальная оценка условий труда, с указанием аналогичных рабочих мест.

6. Для целей настоящего Федерального закона аналогичными рабочими местами признаются рабочие места, которые расположены в одном или нескольких однотипных производственных помещениях (производственных зонах), оборудованных одинаковыми (однотипными) системами вентиляции, кондиционирования воздуха, отопления и освещения, на которых работники работают по одной и той же профессии, должности, специальности, осуществляют одинаковые трудовые функции в одинаковом режиме рабочего времени при ведении однотипного технологического процесса с использованием одинаковых производственного оборудования, инструментов, приспособлений,

материалов и сырья и обеспечены одинаковыми средствами индивидуальной защиты.

7. В отношении рабочих мест в организациях, осуществляющих отдельные виды деятельности, а также в случае, если выполнение работ по проведению специальной оценки условий труда создает или может создать угрозу жизни или здоровью работника, членов комиссии, иных лиц, специальная оценка условий труда проводится с учетом особенностей, установленных федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим функции по выработке и реализации государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере труда, по согласованию с федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим функции по выработке государственной политики и нормативно-правовому регулированию в соответствующей сфере деятельности, Государственной корпорацией по атомной энергии "Росатом", Государственной корпорацией по космической деятельности "Роскосмос" и с учетом мнения Российской трехсторонней комиссии по регулированию социально-трудовых отношений. Перечень рабочих мест в организациях, осуществляющих отдельные виды деятельности, в отношении которых специальная оценка условий труда проводится с учетом устанавливаемых уполномоченным Правительством Российской Федерации федеральным органом исполнительной власти особенностей (в том числе при необходимости оценки травмоопасности рабочих мест), утверждается Правительством Российской Федерации с учетом мнения Российской трехсторонней комиссии по регулированию социально-трудовых отношений.

Статья 10. Идентификация потенциально вредных и (или) опасных производственных факторов

1. Под идентификацией потенциально вредных и (или) опасных производственных факторов понимаются сопоставление и установление совпадения имеющихся на рабочих местах факторов производственной среды и трудового процесса с факторами производственной среды и трудового процесса, предусмотренными классификатором вредных и (или) опасных

производственных факторов, утвержденным федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим функции по выработке и реализации государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере труда, с учетом мнения Российской трехсторонней комиссии по регулированию социально-трудовых отношений. Процедура осуществления идентификации потенциально вредных и (или) опасных производственных факторов устанавливается методикой проведения специальной оценки условий труда, предусмотренной [частью 3 статьи 8](#) настоящего Федерального закона.

2. Идентификация потенциально вредных и (или) опасных производственных факторов на рабочих местах осуществляется экспертом организации, проводящей специальную оценку условий труда. Результаты идентификации потенциально вредных и (или) опасных производственных факторов утверждаются комиссией, формируемой в порядке, установленном [статьей 9](#) настоящего Федерального закона.

3. При осуществлении на рабочих местах идентификации потенциально вредных и (или) опасных производственных факторов должны учитываться:

1) производственное оборудование, материалы и сырье, используемые работниками и являющиеся источниками вредных и (или) опасных производственных факторов, которые идентифицируются и при наличии которых в случаях, установленных законодательством Российской Федерации, проводятся обязательные предварительные (при поступлении на работу) и периодические (в течение трудовой деятельности) медицинские осмотры работников;

2) результаты ранее проводившихся на данных рабочих местах исследований (испытаний) и измерений вредных и (или) опасных производственных факторов;

3) случаи производственного травматизма и (или) установления профессионального заболевания, возникшие в связи с воздействием на работника на его рабочем месте вредных и (или) опасных производственных факторов;

4) предложения работников по осуществлению на их рабочих местах идентификации потенциально вредных и (или) опасных производственных факторов.

4. В случае, если вредные и (или) опасные производственные факторы на рабочем месте не идентифицированы, условия труда на данном рабочем месте признаются комиссией допустимыми, а исследования (испытания) и измерения вредных и (или) опасных производственных факторов не проводятся.

5. В случае, если вредные и (или) опасные производственные факторы на рабочем месте идентифицированы, комиссия принимает решение о проведении исследований (испытаний) и измерений данных вредных и (или) опасных производственных факторов в порядке, установленном [статьей 12](#) настоящего Федерального закона.

6. Идентификация потенциально вредных и (или) опасных производственных факторов не осуществляется в отношении:

1) рабочих мест работников, профессии, должности, специальности которых включены в списки соответствующих работ, производств, профессий, должностей, специальностей и учреждений (организаций), с учетом которых осуществляется досрочное назначение трудовой пенсии по старости;

2) рабочих мест, в связи с работой на которых работникам в соответствии с законодательными и иными нормативными правовыми актами предоставляются гарантии и компенсации за работу с вредными и (или) опасными условиями труда;

3) рабочих мест, на которых по результатам ранее проведенных аттестации рабочих мест по условиям труда или специальной оценки условий труда были установлены вредные и (или) опасные условия труда.

7. Перечень подлежащих исследованиям (испытаниям) и измерениям вредных и (или) опасных производственных факторов на указанных в [части 6](#) настоящей статьи рабочих местах определяется экспертом организации, проводящей специальную оценку условий труда, исходя из перечня вредных и

(или) опасных производственных факторов, указанных в частях 1 и 2 статьи 13 настоящего Федерального закона.

Статья 11. Декларирование соответствия условий труда государственным нормативным требованиям охраны труда

1. В отношении рабочих мест, на которых вредные и (или) опасные производственные факторы по результатам осуществления идентификации не выявлены, работодателем подается в территориальный орган федерального органа исполнительной власти, уполномоченного на проведение федерального государственного надзора за соблюдением трудового законодательства и иных нормативных правовых актов, содержащих нормы трудового права, по месту своего нахождения декларация соответствия условий труда государственным нормативным требованиям охраны труда.

2. Форма и порядок подачи декларации соответствия условий труда государственным нормативным требованиям охраны труда устанавливаются федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим функции по выработке и реализации государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере труда.

3. Федеральный орган исполнительной власти, уполномоченный на проведение федерального государственного надзора за соблюдением трудового законодательства и иных нормативных правовых актов, содержащих нормы трудового права, обеспечивает формирование и ведение реестра деклараций соответствия условий труда государственным нормативным требованиям охраны труда в порядке, установленном федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим функции по выработке и реализации государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере труда.