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

Институт машиностроения
(наименование института полностью)

Кафедра Проектирование и эксплуатация автомобилей
(наименование)

23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства
(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы
(направленность (профиль)/специализация)

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ)

на тему Оптимизация передаточных чисел коробки передач автомобиля Лада Калина

Студент Д.Ю.Князев
(И.О. Фамилия) (личная подпись)

Руководитель канд. пед. наук, доцент Л.А. Угарова
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Консультанты канд. техн. наук, доцент А.Н. Москалюк
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. экон. наук Л.Л. Чумаков
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. пед. наук, доцент С.А. Гудкова
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2020

АННОТАЦИЯ

Автомобиль сегодня должен иметь высокую эффективность, длительный срок службы, безопасность вождения, удобство обслуживания и устойчивость на дороге.

Тема дипломной работы: “Оптимизация передаточных чисел коробки передач автомобиля Лада Калина”.

Пояснительная записка состоит из 109 страниц, включая введение, разделы конструкторской, экономической частей и раздела объекта безопасности. Он также имеет графическую часть 8 листов А1.

Первая часть посвящена проектированию разрабатываемого узла, его текущим тенденциям развития, а также классификации существующих типов конструкций.

Вторая часть работы посвящена расчетам конструкции транспортного средства. Эта часть включает в себя тяговый расчет и расчет проектируемой конструкции.

Третья часть дипломной работы - безопасность и экологичность проекта.

Четвертая часть посвящена экономическим расчетам себестоимости разрабатываемого узла. Расчет точки безубыточности для данного проекта и расчет экономической эффективности.

Данная модернизация, представленная в дипломной работе, может быть внедрена в массовое производство.

ABSTRACT

The car today should have high efficiency, long service life, driving safety, ease of maintenance and stability on the road.

The theme of the thesis: “Optimization of gear ratios of Lada Kalina car transmission”.

The explanatory note consists of 109 pages, including an introduction, sections of the design, economic parts and section of the security object. It also has a graphic part of 8 sheets A1.

The first part is devoted to the design of the developed unit, its current development trends, as well as the classification of existing types of structures.

The second part of the work is devoted to the design calculations of the vehicle. This part includes traction calculation and design calculation.

The third part of the thesis - safety and environmental project.

The fourth part is devoted to economic calculations of the cost of the developed unit. Calculation of break-even point for this project and calculation of economic efficiency.

This modernization, presented in the thesis, can be implemented in mass production.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

ВВЕДЕНИЕ 5

1 Состояние вопроса 6

1.1. Назначение и требования предъявляемые коробкам передач..... 6

1.2. Классификация конструкций коробок передач. 8

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 Конструкторская часть.....16

2.1 Тягово-динамический расчет автомобиля..... 17

2.2 Расчет деталей коробки передач.....39

3 Безопасность и экологичность объекта 61

4 Экономическая эффективность проекта.....74

ЗАКЛЮЧЕНИЕ 91

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ 92

ПРИЛОЖЕНИЕ А Графики тягового расчета.....94

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. Немаловажный смысл имеют разработка и создание больше современных моделей, улучшение системы агрегатов, совершенствование их эксплуатационных свойств.

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.

Целью данной работы является улучшение показателей динамичности автомобиля ЛАДА КАЛИНА, 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 минимально, так как в городских условиях высшие передачи иСпоьзуются 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 гидротранформаторов – 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 раСпоожение 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], [9]

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 обслуживании – это замена масла (обычно одни 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 шестиступечатой 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], [9]

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 гидро-трансформатор.

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 применением. 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 иСпоьзуется 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 изготовляются 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 многовальной. 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 раСпоожением 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 иСпоьзовать 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 иСпоьзуемой, часто делают скользящими, хотя они при этом быстрее разрушаются вследствие скола и смятия торцов. Поскольку автомобиль большую часть времени (около 70%) двигается 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 раСпоожение шест. пятой передачи промежуточного вала.

В практике мирового автомобилестроения наблюдается тенденция к более широкому иСпоьзованию 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 раСпоагаются 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 ЛАДА КАЛИНА.

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

2 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 проекта является улучшение показателей динамичности автомобиля ЛАДА КАЛИНА, при одновременном сохранении общей компоновки конструкции.

«2.1 Тягово-динамический расчет автомобиля

2.1.1 Исходные данные

Колличесство 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……...ϖ_{max} = 650

Низшая частота вращения ДВС, рад/с……ϖ_{min} = 105

Аэродинамическое сопротивление……C_x = 0,30

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

КПД трасмиссии……...η_{TP} = 0,91

Площадь миделя, м^2……H = 2,00

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

Колличество скоростей в КП…….5

Нагрузка на оси автомобиля, % :

ось передняя……..49

ось задняя……...51

Параметр плотности воздуха, кг/м^3……..ρ = 1,293

Параметр плотности топлива, кг/л……ρ_t = 0,72

[2]

2.1.2 Подготовка исходных данных для тягового расчёта

а) Определение полного веса и его распределение по осям

$$G_A = G_0 + G_П + G_Б, \qquad (2.1)$$

где G_o - собственный вес автомобиля;

$G_п$ - вес пассажиров;»[2]

«$G_б$ - вес багажа;

$$G_0 = m_0 \cdot g = 1088 \cdot 9{,}807 = 10670 \text{ Н} \quad (2.2)$$

$$G_П = G_{П1} \cdot 5 = m_{П1} \cdot g \cdot 5 = 75 \cdot 9{,}807 \cdot 5 = 3678 \text{ Н} \quad (2.3)$$

$$G_Б = G_{Б1} \cdot 5 = m_{Б1} \cdot g \cdot 5 = 10 \cdot 9{,}807 \cdot 5 = 490 \text{ Н} \quad (2.4)$$

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

$$G_1 = G_A \cdot 49 = 14838 \cdot 49 = 7271 \text{ Н} \quad (2.5)$$

$$G_2 = G_A \cdot 51 = 14838 \cdot 51 = 7567 \text{ Н} \quad (2.6)$$

«б) Подбор шин 175/65 R14.

$$r_K = r_{CT} = (0.5 \cdot d + \kappa \cdot \lambda \cdot B) \cdot 10^{-3}, \quad (2.7)$$

где $r_к$ – радиус качения колеса;

r_{CT} – статический радиус колеса;

B = 175 – ширина профиля, мм;

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

d = 355,6– посадочный диаметр, мм;

λ = 0,85– Коэфф. типа шины. »[2]

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

2.1.3 Определение передаточного числа главной передачи

$$U_0 = \frac{r_K}{U_K} \cdot \frac{\omega_{MAX}}{V_{MAX}}, \quad (2.8)$$

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.

$$U_0 = (0{,}274 \cdot 650)/(0{,}800 \cdot 48{,}61) = 4{,}588\text{»[2]}$$

«2.1.4 Внешняя скоростная характеристика двигателя»[2]

$$N_V = \frac{1}{\eta_{TP}} \cdot \left(G_A \cdot \psi_V \cdot V_{MAX} + \frac{C_X \cdot \rho}{2} \cdot H \cdot V_{MAX}^3 \right), \quad (2.9)$$

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

$$\psi_V = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_{MAX}^2}{2000} \right) \quad (2.10)$$

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

$$N_V = (14838 \cdot 0{,}026 \cdot 48{,}61 + 0{,}30 \cdot 1{,}293 \cdot 2{,}00 \cdot 48{,}61^3 / 2)/0{,}91 = 69715 \text{ Вт}$$

$$N_{MAX} = \frac{N_V}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3}, \quad (2.11)$$

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

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

$$N_e = N_{MAX} \cdot \left[C_1 \frac{\omega_e}{\omega_N} + C_2 \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right] \quad (2.12)»$$

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

$$Me = \frac{Ne}{\omega_e} \tag{2.13}$$

Таблица 2.1 - 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;

$$n_e = \frac{30 \cdot \omega_e}{\pi}. \tag{2.14}$$

2.1.5 Определение передаточных чисел коробки передач в соответствии с методическими указаниями

$$1)\ U_1 \geq \frac{G_A \cdot \psi_{MAX} \cdot r_K}{M_{MAX} \cdot \eta_{TP} \cdot U_0}; \tag{2.15}$$

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

$$«\psi_{MAX} = f_{V\max} + \alpha_{MAX} = \psi_V + \alpha_{MAX}).$$

$$\psi_{MAX} = 0{,}026 + 0{,}30 = 0{,}326 \tag{2.16}$$

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

$$2)\ U_1 \le \frac{G_{СЦ} \cdot \varphi \cdot r_K}{M_{MAX} \cdot \eta_{TP} \cdot U_0}, \qquad (2.17)$$

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

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

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

$$q = (U_1 / U_5)^{1/4} = (2{,}400/0{,}800)^{1/4} = 1{,}316 \qquad (2.18)$$

$$U_2 = U_1 / q = 2{,}400 / 1{,}316 = 1{,}824; \qquad (2.19)$$

$$U_3 = U_2 / q = 1{,}824 / 1{,}316 = 1{,}386; \qquad (2.20)$$

$$U_4 = U_3 / q = 1{,}386 / 1{,}316 = 1{,}053; \qquad (2.21)$$

$$U_5 = 0{,}800. \qquad (2.22)$$

2.1.6 Определение передаточных чисел модернизируемой коробки

При выборе значений передаточных чисел трансмиссии для автомобиля ЛАДА КАЛИНА 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 ЛАДА КАЛИНА.

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 ЛАДА КАЛИНА имеет следующие значения передаточных чисел трансмиссии:

Таблица 2.2 -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 четвёртой передачи определим исходя из гармонического закона, в соответствии с соотношениями:

$$«U_2 = U_1 - \frac{(U_1 - U_5)\cdot(1-\sin(3\cdot\pi/4))}{2} \quad (2.23)$$

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

$$U_3 = U_1 - \frac{(U_1 - U_5)\cdot(1-\sin(\pi))}{2} \quad (2.24)$$

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

$$U_4 = U_1 - \frac{(U_1 - U_5)\cdot(1-\sin(5\cdot\pi/4))}{2} \quad (2.25) »[2]$$

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

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 2.4 - 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»[2]

«Ниже приведены для сравнения расчёт тягово-скоростных свойств и топливной экономичности как для серийного ряда передаточных чисел (таблица 2.2), так и для модернизированного (таблица 2.3).
Расчёт показателей тяговоскоростных свойств и топливной экономичности для серийного ряда передаточных чисел»[2]

2.1.7 Скорость движения автомобиля на различных передачах

$$V_A = 0{,}377 \cdot \frac{n_e \cdot r_K}{U_{КП} \cdot U_0} \qquad (2.26)$$

Таблица 2.3 - 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

2.1.8 Сила тяги на ведущих колёсах

$$F_T = \frac{M_E \cdot U_{К.П.} \cdot U_0 \cdot \eta_{TP}}{r_K} \qquad (2.27)»$$

«Таблица 2.5 - Тяговый баланс

Обор. двс, об/мин	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	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

2.1.9 Силы сопротивления движению

$$F_B = H \cdot \rho_B \cdot C_X \cdot \frac{V_A^2}{2}. \quad (2.28)$$

$$F_f = G_A \cdot f_K; \quad (2.29)$$

$$f_K = f_0 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot V_A^2). \quad (2.30)$$

«Таблица 2.6 - Силы сопротивления движению»

Скор-ть, м/с	F сопр. возд, Н	F сопр. кач-ю, Н	∑F 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»[2]

«2.1.10 Динамический фактор

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_A} \ , \tag{2.31}$$

$$D_\varphi = \frac{G_{СЦ} \cdot \varphi}{G_A}, \tag{2.32}$$

Таблица 2.7 - 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

2.1.11 Ускорения автомобиля»

$$« \ j = \frac{(D - \Psi) \cdot g}{\delta_{ВР}}, \tag{2.33}$$

где $\delta_{ВР}$ - Коэфф. учета вращающихся масс,

Ψ - Коэфф. суммарного сопротивления дороги.

$$\Psi = f + i$$

i – величина преодолеваемого подъёма (i = 0).

$$\delta_{ВР} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_{КП}^2), \tag{2.34}$$

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

Таблица 2.8 - Коэфф. учета вращающихся масс

	U1	*U2*	*U3*	*U4*	*U5*
$\delta_{ВР}$	1,425	1,144	1,085	1,057	1,048

Таблица 2.9 - Ускорение автомобиля на передачах»

Об 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

«2.1.12 Величины обратные ускорениям автомобиля

Таблица 2.10 - 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	0,56	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

«2.1.13 Время и путь разгона

$$\Delta t = \int_{V_i}^{V_{i+1}} \frac{1}{j} dV \approx \left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_{i+1} \cdot (V_{i+1} - V_i). \quad (2.35)$$

$$\left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_{\kappa} = \frac{(1/j)_{\kappa-1} + (1/j)_{\kappa}}{2}, \quad (2.36)$$

где κ – порядковый номер интервала.

$$\Delta t = \left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_{\kappa} \cdot (V_{\kappa} - V_{\kappa-1}) \quad (2.37)$$

$$t_1 = \Delta t_1, \; t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_2, \; t_n = \sum_{\kappa=1}^{n} \Delta t_{\kappa}. \quad (2.38)$$

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

t_2 – время разгона до скорости V_3. »[2]

«Таблица 2.11 - Время разгона автомобиля»[2]

«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»[2]

$$\Delta S = V_{CPk} \cdot (t_k - t_{k-1}) = V_{CPk} \cdot \Delta t_k, \quad (2.39)$$

«где $k = 1 \ldots m$ – 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 2.12 - 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

2.1.14 Мощностной баланс

$$N_K = N_e \cdot \eta_{TP} = N_f + N_П + N_B + N_j, \qquad (2.40)$$ »[2]

«N_f - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению;

N_B - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

$N_П$ - мощность, затрачиваемая на преодоление подъема ($N_П$ = 0);

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

Таблица 2.13 - 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»[2]

Таблица 2.14 - 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

«2.1.15 Топливно-экономическая характеристика

$$Q_S = \frac{1.1 \cdot g_{e\min} K_И \cdot K_E (N_f + N_B)}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \qquad (2.41)$$

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

$$K_И = 1{,}152 \cdot И^2 - 1{,}728 \cdot И + 1{,}523 \qquad (2.42)$$

$$K_E = 0{,}53 \cdot E^2 - 0{,}753 \cdot E + 1{,}227 \qquad (2.43)$$

$$И = \frac{N_f + N_B}{N_T}; \quad E = \frac{w_e}{w_{eN}} \qquad (2.44)$$

Таблица 2.15 - Путевой расход топлива на высшей передачи»

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

«Расчёт показателей тяговоскоростных свойств и топливной экономичности для модернезированного ряда передаточных чисел

2.1.16 Скорость движения автомобиля на различных передачах

$$V_A = 0{,}377 \cdot \frac{n_e \cdot r_K}{U_{КП} \cdot U_0} \qquad (2.45)$$

Таблица 2.16 - 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

2.1.17 Сила тяги на ведущих колёсах

$$F_T = \frac{M_E \cdot U_{К.П.} \cdot U_0 \cdot \eta_{ТР}}{r_K} \quad (2.46)$$

Таблица 2.17 - 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»

«2.1.18 Силы сопротивления движению

$$F_B = H \cdot \rho_B \cdot C_X \cdot \frac{V_A^2}{2}. \quad (2.47)$$

$$F_f = G_A \cdot f_K; \quad (2.48)$$

$$f_K = f_0 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot V_A^2). \quad (2.49)$$

«Таблица 2.18 - Силы сопротивления движению»

Скор-ть, м/с	F сопр. возд, Н	F сопр. кач-ю, Н	∑F 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

«2.1.19 Динамический фактор

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_A} \ , \tag{2.50}$$

$$D_\varphi = \frac{G_{СЦ} \cdot \varphi}{G_A}, \tag{2.51}$$

Таблица 2.19 - 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

2.1.20 Ускорения автомобиля

$$j = \frac{(D - \Psi) \cdot g}{\delta_{ВР}}, \qquad (2.52)$$

где $\delta_{ВР}$ - Коэфф. учета вращающихся масс,

Ψ - Коэфф. суммарного сопротивления дороги.

$$\Psi = f + i$$

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

$$\delta_{ВР} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_{КП}^2), \qquad (2.53)$$

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

Таблица 2.20 - Коэфф. учета вращающихся масс

	U1	*U2*	*U3*	*U4*	*U5*
δВР	1,425	1,265	1,174	1,073	1,048»[2]

Таблица 2.21 - 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

2.1.21 Величины обратные ускорениям автомобиля

Таблица 2.22 - 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

«2.1.22 Время и путь разгона

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

(2.54)

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

(2.55)

где κ – порядковый номер интервала.

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

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

(2.56)

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

t_2 – время разгона до скорости V_2.

Таблица 2.23 - 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»[2]
«0-30	3238	16,2
0-35	4511	22,6
0-40	6169	30,8
0-45	8286	41,4

$$\Delta S = V_{CPk} \cdot (t_k - t_{k-1}) = V_{CPk} \cdot \Delta t_k, \quad (2.57)$$

где $k = 1 \ldots m$ – 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: $S_n = \sum_{k=1}^{m} \Delta S_k$ (2.58)

Таблица 2.24 - 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

2.1.23 Мощностной баланс

$$N_K = N_e \cdot \eta_{TP} = N_f + N_П + N_B + N_j, \quad (2.59)$$

N_f - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению;

N_B - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

$N_П$ - мощность, затрачиваемая на преодоление подъема ($N_П$ = 0);

N_j - мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля (N_i= 0). »[2]

«Таблица 2.25. Мощностной баланс

Об. 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»[2]

Таблица 2.26 - 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

2.1.24 Топливно-экономическая характеристика»

$$«Q_S = \frac{1.1 \cdot g_{e\min} K_И \cdot K_E (N_f + N_B)}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \quad (2.60)$$

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

$$K_И = 1{,}152 \cdot И^2 - 1{,}728 \cdot И + 1{,}523 \quad (2.61)$$

$$K_E = 0{,}53 \cdot E^2 - 0{,}753 \cdot E + 1{,}227 \quad (2.62)$$

$$И = \frac{N_f + N_B}{N_T}; \quad E = \frac{w_e}{w_{eN}} \quad (2.63)$$

Таблица 2.27 - Путевой расход топлива на высшей передачи»

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

2.2. Расчёт деталей коробки передач

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

2.3.1. 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.

2.3.2. Расчёт зубчатой передачи второй ступени коробки передач

Для передачи крутящего момента 2-ой передачи (U_2 = 2,8) выбирается зубчатая передача с постоянным передаточным числом, с внешним зацеплением и линейным касанием, то есть косозубые эвольвентные цилиндрические колеса.

«Таблица 2.28. Расчёт параметров зубчатого зацепления второй передачи коробки передач

Стандартизированные значения параметров зацепления:			
Наименование	Формула	Обозна-чение	Вели-чина
Угол глав. проф, град	-----	α	20,0
Коэфф. Выс. гол. зуба	-----	h_{α}^{*}	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 растояние, мм	-----	α_{W}	68
Число зубьев шестерни	-----	Z_1	15
Число зубьев колеса	-----	Z_2	42
Передаточное число	-----	U	2,80
Модуль, мм	-----	m	2
Угол наклона 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 шестерни, мм	$b_1 = b_2 + (0{,}4 \ldots 0{,}5) \cdot m$	b_1	15,2»[5]

«Ширина венца ведомого колеса, мм	$b_2 = (1...1{,}2) \cdot p_X$	b_2	14,
«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 параметры реечного исходного производящего контура для нарезания косозубых колес:			
«Угол профиля, град	$\alpha_t = arctg\left(\frac{tg(\alpha)}{\cos(\beta)}\right)$	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»[5]

«Геометрические расчеты эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления:			
Угол зацепления 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. смещения шестерни	-----	x_1	0,00
Коэфф. смещения колеса	-----	x_2	0,00
Суммарный коэфф. смещения	$x_\Sigma = x_1 + x_2$	x_Σ	0,00
Коэфф. воспринимаемого смещения	$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tW}} - 1\right)$	y	1,24
Коэфф. уравнительного смещения	$\Delta y = x_\Sigma - y$	Δy	-1,24
Радиус делительной окружности шестерни, мм	$r_{1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2}$	r_1	17,15
Радиус делительной окружности колеса, мм		r_2	48,02
Радиус основной окружности шестерни, мм	$r_{b1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2} \cdot \cos\alpha_t$	r_{b1}	15,83
Радиус основной окружности колеса, мм		r_{b2}	44,34
Радиус начальной окружности шестерни, мм	$r_{W1,2} = \frac{m \cdot Z_{1,2} \cdot \cos\alpha_t}{2 \cdot \cos\alpha_{tW}}$	r_{W1}	15,65
Радиус начальной окружности колеса, мм		r_{W2}	43,82
Радиус окружности вершин зубьев шестерни, 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 окружности вершин зубьев колеса, мм		$r_{\alpha 2}$	49,19»[5]

«Радиус окружности впадин зубьев шестерни, 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 окружности 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 делительной окружности шестерни, мм	$s_{1,2} = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot tg\alpha_t \right)$	s_1	3,59
Толщина зуба по дуге делительной окружности колеса, мм		s_2	3,59
Угол профиля на окружности вершин зубьев шестерни, град	$\alpha_{a1,2} = \arccos\left(\frac{r_{b1,2}}{r_{a1,2}} \right)$	α_{a1}	30,21
Угол профиля на окружности вершин зубьев колеса, град		α_{a2}	25,67
«Коэфф. торцового перекрытия	$\varepsilon_\alpha = \frac{Z_1 \cdot tg\alpha_1 + Z_2 \cdot tg\alpha_2}{2 \cdot \pi} - \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot tg\alpha_{tW}}{2 \cdot \pi}$	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.	
Проверочный расчёт зубьев на изгиб			
Степень точности зубчатых колес	-----	n	7
Максимальный момент двигателя, Нм	*Из тягового расчёта*	$M_{E\max}$	120
Частота вращения шестерни при максимальном моменте, мин$^{-1}$»	*Из тягового расчёта*	n_1	2700»[5]

«Частота вращения колеса при максимальном моменте, мин$^{-2}$	$n_2 = \frac{n_1}{U_{12}}$	n_2	964
Крутящий момент на валу шестерни, Нм	-----	M_1	120
Крутящий 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 шестерни	-----	20ХГНМ	
Твёрдость поверхности зуба	*Справочная величина*	*HRC*	58
Окружная сила в зацеплении, Н	$F_t = \frac{2 \cdot M_1}{d_{W1}}$	F_t	7667
Коэфф., учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуб	1,02 *для твердости поверхности зубьев >350НВ*	$K_{F\beta}$	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., учитывающий форму зуба шестерни	*Справочная величина*	Y_{F1}	3,76
Коэфф., учитывающий форму зуба колеса	*Справочная величина*	Y_{F2}	3,61
Коэфф., учитывающий наклон зуба	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^o}{140}$	Y_β	0,79
Коэфф., учитывающий 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 шестерни, 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»[5]

«Напряжение изгиба в зубе колеса, МПа		σ_{F2}	325
Предел выносливости при базовом числе циклов, МПа	*Справочная величина*	$\sigma^{0}_{F\lim b}$	1180
Коэфф., учитывающий нестабильность свойств материала	*Справочная величина*	$[S_F]'$	1,25
Коэфф., учитывающий способ получения заготовки	*Справочная величина*	$[S_F]''$	1
Коэфф. безопасности	$[S_F]=[S_F]'\cdot[S_F]''$	$[S_F]$	1,25
Коэфф. реализации крутящего момента на передаче	*Справочная величина*	K_M	0,65
Допускаемое напряжение изгиба в зубе, МПа	$[\sigma_F]=\frac{\sigma^{0}_{F\lim b}}{[S_F]\cdot K_M}$	$[\sigma_F]$	1452
Должны выполняться условия :	$\sigma_{F1}\le[\sigma_F]$	выполнено.	
	$\sigma_{F2}\le[\sigma_F]$	выполнено.	
Проверочный расчёт на контактную выносливость			
Коэфф., учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями	1 - *для 7-й степени точности зубчатых колёс*	$K_{H\alpha}$	1
Коэфф., учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба	1,15 - *для несимметричного расположения зубчатых колес относительно опор и твердости поверхности зуба >350НВ*	$K_{H\beta}$	1,15
Динамический коэфф.	*Справочная величина*	K_{Hv}	1,05»[5]

«Коэфф., учитывающий 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	$\sigma^0_{H\lim b} = 23 \cdot HRC$	$\sigma^0_{H\lim b}$	1334
Коэфф. долговечности	*Справочная величина*	K_{HL}	1
Коэфф. безопасности	*Справочная величина*	$[S_H]$	1,1
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$[\sigma_H] = \frac{\sigma^0_{H\lim b} \cdot K_{HL}}{[S_H] \cdot K_M}$	$[\sigma_H]$	1866
Должно выполняться условие :	$\sigma_H \le [\sigma_H]$	выполнено.»[5]	

«2.3.3. 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 2.29. Расчёт параметров зубчатого зацепления третьей передачи коробки передач

«Стандартизированные значения параметров зацепления:			
Наименование	Формула	Обозна-чение	Вели-чина
Угол главного профиля, град	-----	α	20
Коэфф. высоты головки зуба	-----	h^*_α	1»[5]

«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 растояние, мм	-----	α_w	68
Число зубьев шестерни	-----	Z_1	16
Число зубьев колеса	-----	Z_2	35
Передаточное число	-----	U	2,19
Модуль, мм	-----	m	2,25
Угол наклона 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 шестерни, мм	$b_1 = b_2 + (0{,}4 \ldots 0{,}5) \cdot m$	b_1	17,1
Ширина венца ведомого колеса, мм	$b_2 = (1 \ldots 1{,}2) \cdot p_X$	b_2	16,0»[5]
«Абсолютные значения размеров зуба исходного контура:			
Коэфф. высоты головки зуба	$h_\alpha = m \cdot h_\alpha^*$	h_α	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»[5]

«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»[5]
«Расчёт параметров зацепления			
Определение параметры реечного исходного производящего контура для нарезания косозубых колес:			
Угол профиля, град	$\alpha_t = arctg\left(\frac{tg(\alpha)}{\cos(\beta)}\right)$	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»[5]
«Геометрические расчеты эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления:			
Угол зацепления 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. смещения шестерни	-----	x_1	0,00
Коэфф. смещения колеса	-----	x_2	0,00
Суммарный коэфф. смещения	$x_\Sigma = x_1 + x_2$	x_Σ	0,00»[5]
«Коэфф. воспринимаемого	$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tW}} - 1\right)$	y	0,93

смещения			
Коэфф. уравнительного смещения	$\Delta y = x_{\Sigma} - y$	Δy	-0,93
Радиус делительной окружности шестерни, мм	$r_{1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2}$	r_1	20,58
Радиус делительной окружности колеса, мм		r_2	45,02
Радиус основной окружности шестерни, мм	$r_{b1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2} \cdot \cos\alpha_t$	r_{b1}	19,00
Радиус основной окружности колеса, мм		r_{b2}	41,56
Радиус начальной окружности шестерни, мм	$r_{W1,2} = \frac{m \cdot Z_{1,2} \cdot \cos\alpha_t}{2 \cdot \cos\alpha_{tW}}$	r_{W1}	18,66
Радиус начальной окружности колеса, мм		r_{W2}	40,82
Радиус окружности вершин зубьев шестерни, 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 окружности вершин зубьев колеса, мм		$r_{\alpha 2}$	47,68
Радиус окружности впадин зубьев шестерни, 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 окружности 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 делительной окружности шестерни, мм	$s_{1,2} = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot tg\alpha_t \right)$	s_1	4,04
Толщина зуба по дуге делительной окружности колеса, мм		s_2	4,04»[5]
«Угол профиля на окружности вершин зубьев шестерни, град	$\alpha_{a1,2} = \arccos\left(\frac{r_{b1,2}}{r_{a1,2}} \right)$	α_{a1}	35,17

Угол профиля на окружности вершин зубьев колеса, град		α_{a2}	29,34
Коэфф. торцового перекрытия	$\varepsilon_\alpha = \frac{Z_1 \cdot tg\alpha_1 + Z_2 \cdot tg\alpha_2}{2 \cdot \pi} - \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot tg\alpha_{tW}}{2 \cdot \pi}$	ε_α	9,43
Допустимый коэфф. торцового перекрытия	1 - *для косозубой передачи*	$[\varepsilon_\alpha]$	1,00»[5]
Должно выполняться условие :	$\varepsilon_\alpha \geq [\varepsilon_\alpha]$	выполнено.	
«Проверочный расчёт зубьев на изгиб			
Степень точности зубчатых колес	-----	n	7
Максимальный момент двигателя, Нм	*Из тягового расчёта*	$M_{E\max}$	120
Частота вращения шестерни 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
Крутящий момент на валу шестерни, Нм	-----	M_1	120
Крутящий 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 шестерни	-----	20ХГНМ	
Твёрдость поверхности зуба	*Справочная величина*	*HRC*	58»[5]
«Окружная сила в зацеплении, Н	$F_t = \frac{2 \cdot M_1}{d_{W1}}$	F_t	6431

Коэфф., учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуб	1,02 *для твердости поверхности зубьев >350НВ*	$K_{F\beta}$	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., учитывающий форму зуба шестерни	*Справочная величина*	Y_{F1}	3,75
Коэфф., учитывающий форму зуба колеса	*Справочная величина*	Y_{F2}	3,65
Коэфф., учитывающий наклон зуба	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^O}{140}$	Y_β	0,79
Коэфф., учитывающий 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 шестерни, 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*	$\sigma^0_{F\lim b}$	1180
Коэфф., учитывающий нестабильность свойств материала	*Справочная величина*	$[S_F]'$	1,25
Коэфф., учитывающий способ получения заготовки	*Справочная величина*	$[S_F]''$	1»[5]
«Коэфф. безопасности	$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$	$[S_F]$	1,25

Коэфф. реализации крутящего момента на передаче	*Справочная величина*	K_M	0,65
Допускаемое напряжение изгиба в зубе, МПа	$[\sigma_F]=\frac{\sigma^0_{F\lim b}}{[S_F]\cdot K_M}$	$[\sigma_F]$	1452
Должны выполняться условия :	$\sigma_{F1}\le[\sigma_F]$	выполнено.	
	$\sigma_{F2}\le[\sigma_F]$	выполнено.»[5]	
«Проверочный расчёт на контактную выносливость			
Коэфф., учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями	1 - *для 7-й степени точностизубчатых колёс*	$K_{H\alpha}$	1
Коэфф., учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба	1,15 - *для несимметричного расположения зубчатых колес относительно опор и твердости поверхности зуба >350HB*	$K_{H\beta}$	1,15
Динамический коэфф.	*Справочная величина*	K_{Hv}	1,05
Коэфф., учитывающий 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	$\sigma^0_{H\lim b}=23\cdot HRC$	$\sigma^0_{H\lim b}$	1334
Коэфф. долговечности	*Справочная величина*	K_{HL}	1
Коэфф. безопасности	*Справочная величина*	$[S_H]$	1,1»[5]
«Допускаемое контактное напряжение, МПа	$[\sigma_H]=\frac{\sigma^0_{H\lim b}\cdot K_{HL}}{[S_H]\cdot K_M}$	$[\sigma_H]$	1866
Должно выполняться условие:	$\sigma_H\le[\sigma_H]$	выполнено.»[5]	

«2.3.4. Расчёт зубчатой передачи пятой ступени коробки передач

Для передачи крутящего момента 4-ой передачи (U_5 = 1,20) выбирается косозубая зубчатая передача с постоянным передаточным числом, с внешним зацеплением и линейным касанием.

Таблица 2.30. Расчёт параметров зубчатого зацепления пятой передачи коробки передач»[5]

«Стандартизированные значения параметров зацепления:			
Наименование	Формула	Обозна-чение	Вели-чина
Угол главного профиля, град	-----	α	20,0
Коэфф. высоты головки зуба	-----	h_{α}^{*}	1,0
Коэфф. высоты ножки зуба	-----	h_{f}^{*}	1,250
Коэфф. граничной высоты	$h_{l}^{*} = 2 \cdot h_{a}^{*}$	h_{l}^{*}	2,0
Коэфф. радиуса кривизны переходной кривой	-----	ρ_{f}^{*}	0,380
Коэфф. радиального зазора	-----	c^{*}	0,250
Межосевое растояние, мм	-----	α_{W}	68,0»[5]
«Число зубьев шестерни	-----	Z_1	20,0
Число зубьев колеса	-----	Z_2	24,0
Передаточное число	-----	U	1,200

Модуль, мм	-----	m	2,50
Угол наклона линии зубьев, град	-----	β	29,0
Шаг, мм	-----	p	5,0
Осевой шаг, мм	$p_X = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta}$	p_X	16,20
Ширина венца ведущей шестерни, мм	$b_1 = b_2 + (0{,}4 \ldots 0{,}5) \cdot m$	b_1	18,90
Ширина венца ведомого колеса, мм	$b_2 = (1 \ldots 1{,}2) \cdot p_X$	b_2	17,80
Абсолютные значения размеров зуба исходного контура:			
Коэфф. высоты головки зуба	$h_\alpha = m \cdot h_\alpha^*$	h_α	2,500
Коэфф. высоты ножки зуба	$h_f = m \cdot h_f^*$	h_f	3,130
Коэфф. граничной высоты	$h_l = m \cdot h_l^*$	h_l	5,000
Коэфф. радиуса кривизны переходной кривой	$\rho_f = m \cdot \rho_f^*$	ρ_f	0,950
Коэфф. радиального зазора	$c = m \cdot c^*$	c	0,630
Расчёт параметров зацепления			
Определение параметры реечного исходного производящего контура для нарезания косозубых колес:»[5]			
Угол профиля, град	$\alpha_t = arctg\left(\frac{tg(\alpha)}{\cos(\beta)}\right)$	α_t	22,590
Шаг, мм	$p_t = \frac{p}{\cos \beta}$	p_t	5,720

Модуль зубьев	$m_t = \frac{m}{\cos\beta}$	m_t	2,860
Коэфф. высоты головки зуба	$h_{at}^* = h_a^* \cdot \cos\beta$	h_{at}^*	2,190
Коэфф. радиального зазора	$c_t^* = c^* \cdot \cos\beta$	c_t^*	0,220
Геометрические расчеты эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления:			
Угол зацепления 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}	31,370
Коэфф. смещения шестерни	-----	x_1	0,000
Коэфф. смещения колеса	-----	x_2	0,000
Суммарный коэфф. смещения	$x_\Sigma = x_1 + x_2$	x_Σ	0,000
Коэфф. воспринимаемого смещения	$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tW}} - 1\right)$	y	1,790
Коэфф. уравнительного смещения	$\Delta y = x_\Sigma - y$	Δy	-1,790
Радиус делительной окружности шестерни, мм	$r_{1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2}$	r_1	28,580
Радиус делительной окружности колеса, мм		r_2	34,300
Радиус основной окружности шестерни, мм	$r_{b1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2} \cdot \cos\alpha_t$	r_{b1}	26,390
Радиус основной окружности колеса, мм		r_{b2}	31,670
Радиус начальной окружности шестерни,	$r_{W1,2} = \frac{m \cdot Z_{1,2} \cdot \cos\alpha_t}{2 \cdot \cos\alpha_{tW}}$	r_{W1}	27,030

Радиус начальной окружности колеса, мм		r_{W2}	32,440
Радиус окружности вершин зубьев шестерни, мм	$r_{\alpha 1,2} = m_t \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + h_{ta}^* + x_{1,2} + \Delta y \right)$	$r_{\alpha 1}$	29,720
Радиус окружности вершин зубьев колеса, мм		$r_{\alpha 2}$	35,440
Радиус окружности впадин зубьев шестерни, мм	$r_{f1,2} = m_t \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + x_{1,2} - h_{ta}^* - c_t^* \right)$	r_{f1}	21,710
Радиус окружности впадин зубьев колеса, мм		r_{f2}	27,430
Высота зубьев колес, мм	$h = h_1 = h_2 = m_t \cdot (2 \cdot h_{ta}^* + c_t^* - \Delta y)$	h	18,240
Толщина зуба по дуге делительной окружности шестерни, мм	$s_{1,2} = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot tg\alpha_t \right)$	s_1	4,490
Толщина зуба по дуге делительной окружности колеса, мм		s_2	4,490
Угол профиля на окружности вершин зубьев шестерни, град	$\alpha_{a1,2} = \arccos\left(\frac{r_{b1,2}}{r_{a1,2}} \right)$	α_{a1}	27,380
Угол профиля на окружности вершин зубьев колеса, град		α_{a2}	26,660
Коэфф. торцового перекрытия	$\varepsilon_\alpha = \frac{Z_1 \cdot tg\alpha_1 + Z_2 \cdot tg\alpha_2}{2 \cdot \pi} - \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot tg\alpha_{tW}}{2 \cdot \pi}$	ε_α	1,740
Допустимый коэфф. торцового перекрытия	1 - *для косозубой передачи*	$[\varepsilon_\alpha]$	1,000
Должно выполняться условие : $\varepsilon_\alpha \geq [\varepsilon_\alpha]$		выполнено.	
Проверочный расчёт зубьев на изгиб			
Степень точности зубчатых колес	-----	n	7,0

Максимальный момент двигателя, Нм	*Из тягового расчёта*	$M_{E\max}$	120,0
Частота вращения шестерни при максимальном моменте, мин$^{-1}$	*Из тягового расчёта*	n_1	2700,0
Частота вращения колеса при максимальном моменте, мин$^{-2}$	$n_2 = \frac{n_1}{U_{12}}$	n_2	2250,0
Крутящий момент на валу шестерни, Нм	-----	M_1	120,0
Крутящий момент на валу колеса, Нм	$M_2 = M_1 \cdot U_{12}$	M_2	144,0
Окружная скорость вращения зубчатых колёс, м/с	$v = \frac{\pi \cdot r_i \cdot n_i}{30 \cdot 1000}$	v	8,080
Материал шестерни	-----	20ХГНМ	
Твёрдость поверхности зуба	*Справочная величина*	*HRC*	58,0
Окружная сила в зацеплении, Н	$F_t = \frac{2 \cdot M_1}{d_{W1}}$	F_t	4439,0
Коэфф., учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуб	1,02 *для твердости поверхности зубьев >350НВ*	$K_{F\beta}$	1,020
Коэфф. динамичности	1 – *для косозубой передачи 7-й степени точности, с окружной скоростью 3…8 м/с*	K_{Fv}	1,0
Коэфф. нагрузки	$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$	K_F	1,020
Коэфф., учитывающий форму зуба шестерни	*Справочная величина*	Y_{F1}	3,730
Коэфф., учитывающий форму зуба колеса	*Справочная величина*	Y_{F2}	3,710
Коэфф., учитывающий наклон зуба	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^o}{140}$	Y_β	0,790

Коэфф., учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha}$	$K_{F\alpha}$	0,210
Напряжение изгиба в зубе шестерни, 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}	60,0
Напряжение изгиба в зубе колеса, МПа		σ_{F2}	63,0
Предел выносливости при базовом числе циклов, МПа	*Справочная величина*	$\sigma^0_{F\lim b}$	1180,0
Коэфф., учитывающий нестабильность свойств материала	*Справочная величина*	$[S_F]'$	1,250
Коэфф., учитывающий способ получения заготовки	*Справочная величина*	$[S_F]''$	1,0
Коэфф. безопасности	$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$	$[S_F]$	1,250
Коэфф. реализации крутящего момента на передаче	*Справочная величина*	K_M	0,650
Допускаемое напряжение изгиба в зубе, МПа	$[\sigma_F] = \frac{\sigma^0_{F\lim b}}{[S_F] \cdot K_M}$	$[\sigma_F]$	1452,0
Должны выполняться условия :	$\sigma_{F1} \le [\sigma_F]$	выполнено.	
	$\sigma_{F2} \le [\sigma_F]$	выполнено.	
Проверочный расчёт на контактную выносливость			
Коэфф., учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями	1 - *для 7-й степени точностизубчатых колёс*	$K_{H\alpha}$	1,0

Коэфф., учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба	1,15 - *для несимметричного расположения зубчатых колес относительно опор и твердости поверхности зуба >350НВ*	$K_{H\beta}$	1,150
Динамический коэфф.	*Справочная величина*	K_{Hv}	1,050
Коэфф., учитывающий 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	1,210
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	944,0
Предел контактной выносливости при базовом числе циклов, МПа	$\sigma^0_{H\lim b} = 23 \cdot HRC$	$\sigma^0_{H\lim b}$	1334,0
Коэфф. долговечности	*Справочная величина*	K_{HL}	1,0
Коэфф. безопасности	*Справочная величина*	$[S_H]$	1,10
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$[\sigma_H] = \frac{\sigma^0_{H\lim b} \cdot K_{HL}}{[S_H] \cdot K_M}$	$[\sigma_H]$	1866,0
Должно выполняться условие :	$\sigma_H \le [\sigma_H]$	выполнено.	

2.3.6. Расчёт шлицевого соединения на вторичном валу

Исходные данные для расчёта

Максимальный крутящий момент двигателя T_E = 120 Нм = 120000 Нмм;

Передаточное число низшей передачи u = 3,63;

Длина шлиц на валу: $b_1 = 13$мм;

Длина шлиц на ступице синхронизатора : $b_2 = 16$мм;

Рабочая ширина шлиц: $l = 13$мм;

Модуль: $m = 1{,}0583$m;

Число зубьев: $z = 33$.

Материал вторичного вала – Сталь 20ХГНМ, термообработка –

нитроцементация, закалка и низкий отпуск.

Твердость поверхности ≥ 58 HRC.

Материал ступицы синхронизатора – металлокерамика.

Твердость поверхности ≥ 300 HV 0,5

Расчет шлиц на смятие

$$\sigma_{CM} = \frac{T_E \cdot u}{y \cdot F \cdot l \cdot r_{CP}} \le [\sigma_{CM}], \quad (2.36)$$

где: y – коэфф., учитывающий неравномерность распределения усилий по рабочим поверхностям зубьев, y =0,8;

F – площадь всех боковых поверхностей зубьев с одной стороны на 1мм длины шлицевого соединения,мм^2;

Для эвольвентных шлиц:

$$F = 0{,}8 \cdot m \cdot z, \quad (2.37)$$

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

r_{CP} – радиус закругления, мм;

$$r_{CP} = 0{,}5 \cdot d = 0{,}5 \cdot m \cdot z, \quad (3.38)$$

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

$[\sigma_{CM}]$ – допустимое напряжение смятия, Н/мм^2,

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

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

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

Условие прочности шлицевого соединения смятию выполнено.

3 Безопасность и экологичность объекта.

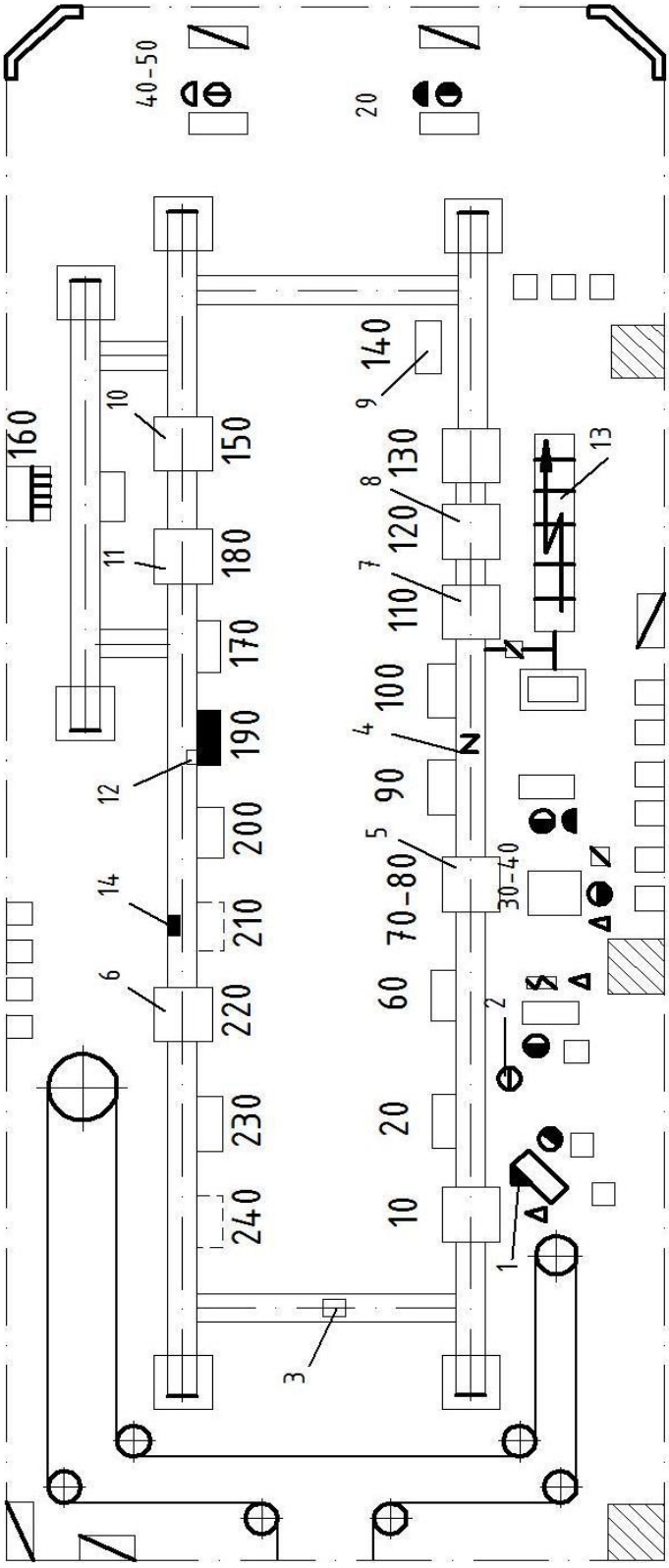
3.1 Анализ применения модернизированной коробки передач автомобиля на соответствие требованиям ЕЭК ООН.

В данном проекте предлагается оптимизировать передаточные числа коробки передач. При выборе значений передаточных чисел трансмиссии для автомобиля Лада Калина в качестве приоритетной рассматриваем задачу улучшения динамичности разгона автомобиля.

Модернизация осуществленная в данной работе 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 материалы.

3.2 Описание рабочего места, оборудования и выполняемых технологических операций

Участок сборки коробки передач



\

Рисунок 3.1 - 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.

3.2 «Идентификация опасных и вредных производственных факторов

Вредный производственный фактор – фактор среды и трудового процесса, воздействие которого на работающего при определенных условиях (интенсивность, длительность и др.) может вызвать

профессиональное заболевание, временное или стойкое снижение работоспособности, повысить частоту соматических и инфекционных заболеваний, привести к нарушению здоровья потомства.

Таблица 4.1 - Опасные и вредные факторы

ОВПФ	Оборудование, приспособление, инструмент	Воздействие на организм
1. Физические		
а) движущие машины и механизмы	Электропогрузчики, поточная линия	Запыленность воздуха, общая вибрация, шум, повышенное движение воздуха, нарушение целостности организма
б) подвижные части производственного оборудования	Транспорт поточной линии, вращающиеся части	Шум, общая вибрация, повреждения частей тела
в) передвигающиеся изделия	Детали и сборочные единицы в	Повреждение частей тела
г) Повышенная запыленность и загрязненность воздуха	Электропогрузчики	Воздействие на органы дыхания, утомляемость
д) повышенные уровни шума, вибрации, ультразвука, ультразвуковых колебаний	Электроинструмент, электропогрузчики	Шумовое воздействие на органы слуха, внутренние расстройства организма, влияние на сердечно-сосудистую систему, повышенная утомляемость
е) Повышенное	Электрические	Поражение»[7]

«напряжение электросети	электроустановки, технологическое оборудование с электроприводом	электротоком
ж) Отсутствие или недостаток естественного освещения, недостаточная освещенность рабочей зоны	Производственные помещения, осветительное оборудование	Влияние на органы зрения, повышенная утомляемость, нарушение целостности организма, усталость
з) Острые кромки, заусенцы, шероховатость поверхности заготовок, инструмента, оборудования	Заготовки, детали и сборочные единицы, инструмент, контейнеры	Повреждение частей тела, нарушение целостности организма
2. Химические		
Раздражающие вещества	Смазка, пыль	Раздражение кожи, воздействие на органы дыхания
3.Психофизиологические		
а) физические перегрузки		Статические и динамические перегрузки, утомление, нагрузка на ноги
б) нервно-психические		Общение в коллективе, утомление, усталость, эмоциональное напряжение»[7]

3.3 «Мероприятия по разработке безопасных условий труда на производственном участке

1. Организационные мероприятия

В целях охраны труда следует проводить инструктаж рабочих и служащих по технике безопасности, производственной санитарии»[7],

«противопожарной охране и другим правилам охраны труда.

Существует несколько видов инструктажа:

- *Вводный инструктаж* обязаны пройти все вновь поступающие на предприятие, а также командированные и учащиеся, прибывшие на практику. Его проводит инженер по охране труда.

- *Первичный инструктаж* на рабочем месте проводят со всеми вновь принятыми на предприятие, переводимыми из одного подразделения в другое, командированными и др.

- *Повторный инструктаж* проводится не реже чем через шесть месяцев. Цель этого инструктажа– восстановить в памяти рабочего правила по охране труда, а также разобрать конкретные нарушения из практики цеха или предприятия.

- *Внеплановый инструктаж* проводят при изменении технологического процесса, изменении правил по охране труда, внедрении новой техники, нарушении работниками требований безопасности труда, которые могут привести или привели к травме, аварии, взрыву или пожару; при перерывах в работе– для работ, к которым предъявляются дополнительные требования безопасности труда более чем на 30 календарных дней, для остальных работ– 60 дней.

Важное значение для обеспечения безопасности труда имеет профессиональный отбор, цель которого – выявить лиц, непригодных по своим физическим и антропометрическим данным к участию в том или ином процессе.

На рабочих и служащих, в свою очередь, возлагаются также обязанности: соблюдение инструкций по охране труда, установленных требований

обращения с машинами и механизмами и пользования средствами индивидуальной защиты.

Рабочий день длится с 7: 00 до 15-45, с обеденным перерывом с 11- 00 до 11- 45.»[7]

«График рабочей недели: 5 рабочих дней в неделю, суббота и воскресенье – выходной.

Для обеспечения оптимальной работоспособности и сохранения здоровья профессиональных пользователей на протяжении рабочей смены надо устанавливать регламентированные перерывы. Для работников участка с учетом их категории работы и уровня тяжести следует установить регламентированные перерывы через два часа от начала рабочей смены и через 1,5÷2,0 часа после обеденного перерыва продолжительностью 15 минут каждый или продолжительностью 10 минут через каждый час работы.

Во время регламентированных перерывов с целью снижения нервно-эмоционального напряжения, утомления зрительного анализатора, устранения влияния гиподинамии и гипокинезии, предотвращения развития познотонического утомления необходимо выполнять комплексы упражнений физкультурных минуток общего воздействия или физкультурных пауз. В этих целях следует оборудовать специальную комнату психологической разгрузки.

2.Планировочные мероприятия

1. Размещение производственного оборудования должно отвечать требованиям действующих нормативных правовых актов и настоящих Правил и обеспечивать последовательность операций технологического процесса.

2. Размещение производственного оборудования, исходных материалов, заготовок, деталей, агрегатов, готовой продукции, отходов производства и тары в производственных помещениях и на рабочих местах не должно представлять опасности для персонала.

3. Расстояния между единицами оборудования, а также между оборудованием и стенами производственных зданий, сооружений и помещений должно соответствовать требованиям действующих норм технологического проектирования, строительным нормам и правилам. »[7]

4. «Расстановка в цехах и перестановка действующего технологического оборудования должна отражаться на технологической планировке. Технологические планировки на проектируемые и вновь строящиеся цеха, участки и отделения должны быть согласованы с местными органами Госсанэпиднадзора и пожарного надзора.

5. При размещении производственного оборудования должны учитываться устройство транспортных проездов для доставки к рабочим местам агрегатов, узлов, деталей и материалов. Ширина проезда устанавливается в зависимости от габаритов транспортируемых объектов и транспортных средств и принимается в соответствии с действующим нормативным правовым актом.

6. Ширина основных проходов на рабочем месте должна определяться с учетом габаритов ремонтируемых агрегатов и обрабатываемых изделий.

7. Рабочие места, проезды, проходы и оборудование должны быть свободными и не загромождаться материалами, агрегатами, деталями, отходами производства и тарой, которые затем забираются погрузчиками и увозятся в общие контейнеры.

8. Рабочие места должны обеспечивать удобство работы, свободу движений, минимум физических напряжений и безопасные высокопроизводительные условия труда.

9. Инструмент, приспособления и комплектующие изделия должны располагаться в непосредственной близости от работающего: то, что берется левой рукой - слева от него, правой рукой - справа; исходя из этого размещают и вспомогательное оборудование (инструментальные шкафы, стеллажи и т.п.).

10. Материалы, детали, агрегаты, готовые изделия у рабочего места должны укладываться на стеллажи способом, обеспечивающим их устойчивость и удобство захвата при использовании грузоподъемных

механизмов. »[7]

«11. Верстаки для слесарных работ должны иметь жесткую и прочную конструкцию, подогнаны по росту работающих с помощью подставок под них или подставок для ног. Для защиты людей, находящихся вблизи, от возможных ранений отлетающими кусками обрабатываемого материала верстаки следует оборудовать предохранительными сетками высотой не менее 750 мм и с размером ячеек не более 3 м.

12. Устанавливать верстаки вплотную у стен можно лишь в том случае, если там не размещены радиаторы отопления, трубопроводы и прочее оборудование.

3.Технические мероприятия

Эффективным средством обеспечения чистоты и допустимых параметров воздуха рабочей зоны является вентиляция, заключающаяся в удалении из помещений загрязнённого и нагретого воздуха и подаче в него свежего. По способу перемещения воздуха вентиляцию делят на естественную (проветривание, аэрация), механическую и комбинированную.

Для поддержания необходимого микроклимата на участке предусмотрена искусственная (механическая) общеобменная вентиляция, так же существует и организованный естественный воздухообмен (аэрация).

Для защиты человека от лучистой теплоты при наличии на участке оборудования или рабочих тел, излучающих теплоту с интенсивностью, превышающей нормы, применяют тепловые экраны.

Для обеспечения требуемой освещённости участок оборудован системой совмещённого освещения, при котором недостаточное по нормам естественное освещение дополняют искусственным. На участке оборудовано так же и рабочее освещение предназначенное для нормального выполнения производственного процесса, прохода людей и движения транспорта и является обязательным для всех помещений.

Для безопасного передвижения рабочих по участку – последний

оборудован бамперными устройствами.

В производстве для борьбы с вибрацией применяют процесс»[7] «вибродемпфирования. Этот процесс основан на уменьшении уровня вибрации защищаемого объекта путём превращения энергии механических колебаний данной колеблющейся системы в тепловую энергию. Увеличение потерь энергии в системе осуществляется за счёт использования в качестве конструкционных материалов с большим внутренним трением: резины, пластмасс, дерева, капрона, сплавов с добавками никеля, меди, магния; нанесения на вибрирующие поверхности слоя упруговязких материалов, обладающих большими потерями на внутреннее трение. Также применяют метод виброгашения – он осуществляется путём установки оборудования на фундамент.

Для борьбы с шумом на производственном участке применяют средствами индивидуальной защиты (наушники и беруши).

4.Мероприятия по индивидуальной защите

Рекомендуется применять хлопчатобумажную специализированную одежду, вязаные перчатки, наушники (или беруши), специальную обувь.

5.Инструкция для слесаря МСР

Общие положения

1. К самостоятельной работе на оборудовании допускаются лица, прошедшие:

- вводный инструктаж;

- инструктаж по пожарной безопасности;

- первичный инструктаж на рабочем месте;

- инструктаж по электробезопасности на рабочем месте и проверку усвоения его содержания.

2. Рабочий должен проходить:

- повторный инструктаж по безопасности труда на рабочем месте не реже чем через каждые три месяца;

- внеплановый инструктаж: при изменении технологического процесса

или правил по охране труда, замене или модернизации производственного оборудования, приспособлений и инструмента, изменении условий и»[7] «организации труда, при нарушениях инструкций по охране труда, перерывах в работе более чем на 60 календарных дней;

- диспансерный медицинский осмотр - ежегодно.

3. Рабочий обязан:

- соблюдать правила внутреннего трудового распорядка, установленные на предприятии;

- соблюдать требования настоящей инструкции, инструкции о мерах пожарной безопасности, инструкции по электробезопасности;

- соблюдать требования к эксплуатации оборудования;

- использовать по назначению и бережно относиться к выданным средствам индивидуальной защиты.

4. Рабочий должен:

- уметь оказывать первую (доврачебную) помощь пострадавшему при несчастном случае;

- знать местоположение средств оказания доврачебной помощи, первичных средств пожаротушения, главных и запасных выходов, путей эвакуации в случае аварии или пожара;

- выполнять только порученную работу и не передавать ее другим без разрешения мастера или начальника цеха;

- во время работы быть внимательным, не отвлекаться и не отвлекать других, не допускать на рабочее место лиц, не имеющих отношения к работе;

- содержать рабочее место в чистоте и порядке.

5. Рабочий должен знать и соблюдать правила личной гигиены. Принимать пищу, курить, отдыхать только в специально отведенных для этого помещениях и местах. Пить воду только из специально предназначенных для этого установок.

6. При обнаружении неисправностей оборудования, приспособлений, инструментов и других недостатках или опасностях на рабочем месте

немедленно сообщить мастеру или начальнику цеха. Приступить к работе можно только с их разрешения после устранения всех недостатков. »[7]

«7. При обнаружении загорания или в случае пожара:

- отключить оборудование;

- сообщить в пожарную охрану и администрации;

- приступить к тушению пожара, имеющимися в цехе первичными средствами пожаротушения в соответствии с инструкцией по пожарной безопасности. При угрозе жизни - покинуть помещение.

8. При несчастном случае оказать пострадавшему первую доврачебную помощь, немедленно сообщить о случившемся мастеру или начальнику цеха, принять меры к сохранению обстановки происшествия (состояние оборудования), если это не создает опасности для окружающих.

9. В соответствии с “Типовыми отраслевыми нормами бесплатной выдачи рабочим и служащим специальной одежды, специальной обуви и других средств индивидуальной защиты” слесарю - МСР полагается: костюм хлопчатобумажный, рукавицы вязаные, ботинки кожаные.

10. Основными опасными и вредными производственными факторами при определенных обстоятельствах могут быть:

- элементы производственного оборудования

- отлетающие частицы металла карборунда и т. д.;

- ременные и зубчатые передачи;

- неисправный рабочий инструмент, приспособления и оборудование;

- электроток;

- повышенная запыленность воздуха;

- повышенный уровень шума.

Требования безопасности перед началом работы

1. Убедиться в исправности и надеть спецодежду, волосы убрать под берет или кепку. Убедиться в исправности защитных средств;

2. Проверить свое рабочее место, оно должно быть равномерно освещено (без бликов), не загромождено посторонними предметами.

3. Проверить исправность инструмента и приспособлений.

Требования безопасности в аварийных ситуациях»[7]

«1. В случае сигнала аварии работы должны быть прекращены.

2. При возгорании приступить к тушению пожара имеющимися на рабочем месте средствами.

3. Приступать к работе только после ликвидации аварии с разрешения мастера.

Требования безопасности по окончании работ

1. Привести в порядок свое рабочее место. Инструменты, приспособления и смазочные материалы убрать в отведенное для них место. Ветошь и легковоспламеняющиеся материалы, во избежание самовозгорания, убрать в металлические ящики с плотными крышками.

2. Снять спецодежду, убрать ее в шкаф, вымыть руки и лицо с мылом, по возможности принять душ, применять для мытья химические вещества запрещается.

При соблюдении выполнения разработанных мероприятий данный участок может считаться безопасным для человека и окружающей среды. »[7]

4 Экономическая эффективность проекта

Введение

Автомобильная промышленность является одной из основных отраслей народного хозяйства. Эффективность автомобильного транспорта влияет на производительность всех отраслей промышленности и сельского хозяйства. Большое значение имеет разработка и создание более совершенных моделей автотехники, улучшение конструкции агрегатов транспортных средств, повышение их работоспособности.

Наиболее важными направлениями дальнейшего повышения технического уровня автомобильного оборудования являются снижение расхода топлива и топлива, снижение сложности технического обслуживания, расход материалов, используемых при изготовлении автомобилей, снижение шума и токсичности выхлопных газов, повышение надежности и безопасности конструкции.

Внедрение системы трехмерного проектирования позволит снизить трудоемкость инженерных работ и обеспечить высокую точность и высокое качество автоматизированных производственных линий.

Основной целью данной работы является повышение динамических характеристик автомобиля при минимальном изменении конструкции.

4.1 «Расчет себестоимости проектируемого узла автомобиля

Таблица 4.1 - Исходные данные

Наименование	Обозначение	Ед.изм.	Значение
Годовая программа выпуска изделия	*Vгод.*	шт.	78000
Коэффициент страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС	*Есоц.н.*	%	30
Коэффициент общезаводских расходов	*Еобзав.*	%	197
Коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов	*Еком.*	%	0,29
Коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования	*Еобор.*	%	194
Коэффициенты транспортно – заготовительных расходов	*Ктзр.*	%	1,45
Коэффициент цеховых расходов	*Ецех.*	%	172
Коэффициент расходов на инструмент и оснастку	*Еинстр.*	%	3
Коэффициент рентабельности и плановых накоплений	*Крент.*	%	30
Коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве	*Квып.*	%	14
Коэффициент премий и доплат за работу на производстве	*Кprем.*	%	12
Коэффициент возвратных отходов	*Квот.*	%	1
Часовая тарифная ставка 5-го разряда	*Ср5*	руб.	95,29
Часовая тарифная ставка 6-го разряда	*Ср6*	руб.	99,44
Часовая тарифная ставка 7-го разряда	*Ср7*	руб.	103,53
Коэффициент капиталообразующих инвестиций	*Кинв.*	%	0,085

Расчет статьи затрат "Сырьё и материалы" производится по формуле:

$$\Sigma M=\Sigma Цмi \cdot Qмi+(Ктзр/100-Квот/100)$$

где - $Цмi$ - оптовая цена материала i-го вида, руб.,

$Qмi$ – н

орма расхода материала і-го вида, кг, м.

Ктзр – коэффициент транспортно-заготовительных расходов, %

Квот – коэффициент возвратных отходов, %.»[8] (4.1)

«Таблица 4.2 - Расчет затрат на сырье и материалы

Наименование	Ед. изм	Цена за ед.изм,руб	Норма расхода	Сумма, руб
Литье СЧ-21	кг	145,5	2,5	363,75
Прокат Сталь 3	кг	47,36	2,75	130,24
Поковка 20ХГНМ	кг	130,07	3,2	416,22
Бронза (отходы)	кг	3,1	3,1	9,61
Штамповка Сталь 20	кг	134,72	2,84	382,60
Черные металлы (отходы)	кг	4,7	4,2	19,74
Итого				1322,17
Ктзр		1,45		19,17
Квот		1		13,22
Всего				1354,56

М = 1354,56 руб.

Расчет статьи затра "Покупные изделия" производится по формуле:

$$ΣПи=ΣЦi·ni+Ктзр/100 \quad (4.2)$$

где - *Цi* -оптовая цена покупных изделий и полуфабрикатов i-го вида, руб.

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

Таблица 4.3 - Покупные изделия

Наименование	Ед. изм	Цена за ед.,руб	Кол-во, шт	Сумма, руб
Подшипник роликовый	шт.	1958,54	1	1958,54
Кольцо стопорное	шт.	154,87	4	619,48
Подшипник конический	шт.	2014,58	1	2014,58
Болт М12х1,25	шт.	126,58	6	759,48
Кольцо промежуточное	шт.	96,54	5	482,70
Прокладка	шт.	55,48	1	55,48
Итого				5890,26
Ктзр		1,45		85,41
Всего				5975,67

Пи = 5975,67 руб.

Расчет статьи затрат Основная заработная плата

$$Зо=Зт(1+ Кпрем/100) \quad (4.3)$$

где – Зт – тарифная заработная плата, руб. »[8]

$$« Зт=Ср.i \cdot Ti \quad (4.4)$$

где - $Ср.i$ – часовая тарифная ставка, руб.,

Ti – трудоемкость выполнения операции, час.

Кпрем. – коэффициент премий и доплат, связанных с работой на производстве, %.

Таблица 4.4 - Расчет затрат на выполнение операций

Виды операций	Разряд работы	Трудо-ёмкость	Часовая тарифная ставка, руб	Тарифная зарплата, руб
Заготовительная	5	1,44	95,29	137,22
Токарная	6	1,22	99,44	121,32
Фрезерная	5	1,15	95,29	109,58
Термообработка	7	1,75	103,53	181,18
Шлифовальная	5	1,25	95,29	119,11
Сборочная	7	1,14	103,53	118,02
Итого				786,43
Кпрем	12			94,37
Всего				880,80

Зо = 880,80 руб.

Расчет статьи затрат Дополнительная заработная плата

$$Здоп = Зо \cdot Квып \quad (4.5)$$

где - *Квып* - коэффициент доплат или выплат

Здоп = 880,80 · 0,14 = 123,31 руб.

Расчет статьи затрат Страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС

$$Ссоц.н. = (Зо + Здоп) \cdot Есоц.н./100 \quad (4.6)$$

где - *Есоц.н.* - коэффициент страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС, %

Ссоц.н. = (880,80 + 123,31) 0,3 = 301,23 руб.

Расчет статьи затрат Расходы на содержание и эксплуатацию

$$Ссод.обор. = Зо \cdot Еобор./100 \quad (4.7)$$

где - *Еобор* - коэффициент расходов на содержание »[8]

«Ссод.обор. = 880,80 · 1,94 = 1708,76 руб.

Расчет статьи затрат Цеховые расходы выполняются по формуле:

$$Сцех = Зо \cdot Ецех./100 \quad (4.8)$$

где - *Ецех.* - коэффициент цеховых расходов,%

Сцех = 880,80 · 1,72 = 1514,98 руб.

Расчет статьи затрат Расходы на инструмент и оснастку

$$Синстр. = Зо \cdot Еинстр./100 \quad (4.9)$$

где - *Еинстр.* - коэффициент расходов на инструмент и оснастку,%

Синстр. = 880,80 · 0,03 = 26,42 руб.

Расчет цеховой себестоимости выполняется по формуле: (4.10)

Сцех.с.с.=М+Пи+Зо+Ссоц.н.+Здоп.+Ссод.обор.+Сцех.+Синстр.

Сцех.с.с.= 1354,56 + 5975,67 + 880,80 + 301,23 + 123,31 + 1708,76 + 1514,98 + 26,42 = 11885,75 руб.

Расчет статьи затрат Общезаводские расходы

$$Собзав. = Зо \cdot Еобзав./100 \quad (4.11)$$

где - *Еобзав.* - коэффициент общезаводских расходов, %

Собзав. = 880,80 · 1,97 = 1735,18 руб.

Расчет общезаводской себестоимости выполняется по формуле:

$$Соб.зав.с.с. = Собзав. + Сцех.с.с. \quad (4.12)$$

Соб.зав.с.с. = 1735,18 + 11885,75 = 13620,93 руб.

Расчет статьи Коммерческие расходы выполняется по формуле:

$$Ском. = Соб.зав.с.с. \cdot Еком./100 \quad (4.13)$$

где - *Еком.* - коэффициент коммерческих расходов

Ском. = 13620,93 · 0,0029=39,50руб.»[8]

«Расчет полной себестоимости выполняется по формуле:

$$Сполн.с.с. = Соб.зав.с.с. + Ском. \quad (4.14)$$

Сполн.с.с. = 13620,93 + 39,50 = 13660,43 руб.

Расчет отпускной цены для базового и проектируемого изделия

$$Цотп.б. = Сполн.с.с. \cdot (1 + Крент/100) \quad (4.15)$$

где - *Крент.* - коэффициент рентабельности и плановых накоплений, %

Цотп.б. = 13660,43 · (1 + 0,3) = 17758,56 руб.

Таблица 4.5 - Сравнительная калькуляция себестоимости

Наименование показателей	Обозначение	Затраты на единицу изделия (база)	Затраты на единицу изделия (проект)
Стоимость основных материалов	*М*	1490,02	1354,56
Стоимость покупных изделий	*Пи*	5975,67	5975,67
Основная заработная плата производственных	*Зо*	880,80	880,80
Дополнительная заработная плата производственных рабочих	*Здоп.*	123,31	123,31
Страховые взносы	*Ссоц.н.*	301,23	301,23
Расходы на содержание и эксплуатацию	*Ссод.обор.*	1708,76	1708,76
Цеховые расходы	*Сцех.*	1514,98	1514,98
Расходы на инструмент и оснастку	*Синстр.*	26,42	26,42
Цеховая себестоимость	*Сцех.с.с.*	12021,20	11885,75
Общезаводские расходы	*Собзав.*	1735,18	1735,18
Общезаводская себестоимость	*Соб.зав.с.с.*	13756,39	13620,93
Коммерческие расходы	*Ском.*	39,89	39,50
Полная себестоимость	*Сполн.с.с.*	13796,28	13660,43
Отпускная цена	*Цотп.*	17935,17	17935,17»[8]

4.2 «Расчет точки безубыточности

Определение переменных затрат:

$$Зперем.уд.б. = М + Пи + Зо + Здоп + Ссоц.н. \quad (4.16)$$

$$Зперем.уд.пр. = М + Пи + Зо + Здоп + Ссоц.н. \quad (4.17)$$

$Зперем.уд.б.$ = 1490,02 + 5975,67 + 880,80 + 123,31 + 301,23 =

= 8771,04 руб.

$Зперем.уд.пр.$ = 1354,56 + 5975,67 + 880,80 + 123,31 + 301,23 =

= 8635,58 руб.

на годовую программу выпуска изделия:

$$Зперем.б. = Зперем.уд.б. \cdot Vгод \quad (4.18)$$

$$Зперем.пр. = Зперем.уд.пр. \cdot Vгод \quad (4.19)$$

где - $Vгод$ - объём производства

$Зперем.б.$ = 8771,04 · 78000 = 684140991,77 руб.

$Зперем.пр.$ = 8635,58 · 78000 = 673575408,67 руб.

Определение постоянных затрат:

$$Зпост.уд.б. = Ссод.обор. + Синстр. + Сцех. + Собзав. + Ском. \quad (4.20)$$

$$Зпост.уд.пр. = Ссод.обор. + Синстр. + Сцех. + Собзав. + Ском. \quad (4.21)$$

$Зпост.уд.б.$ = 1708,76 + 26,42 + 1514,98 + 1735,18 + 39,89 =

= 5025,24 руб.

$Зпост.уд.пр.$ = 1708,76 + 26,42 + 1514,98 + 1735,18 + 39,50 =

= 5024,85 руб.

на годовую программу выпуска изделия:

$$Зпост.б. = Зпост.уд.б. \cdot Vгод \quad (4.22)$$

$$Зпост.пр. = Зпост.уд.пр. \cdot Vгод \quad (4.23) \text{ »[8]}$$

«Зпост.б. = 5025,24 · 78000 = 391969023,86 руб.

Зпост.пр. = 5024,85 · 78000 = 391938383,67 руб.

Определение амортизационных отчислений:

$$Ам.уд. = (Ссод.обор. + Синстр.) \cdot Н_А / 100 \quad (4.24)$$

где - $Н_А$ - доля амортизационных отчислений,%

$Н_А$ = 12 %

Ам.уд. = (1708,76 + 26,42) · 12 / 100 = 208,22 руб.

Расчет полной себестоимости годовой программы выпуска изделия:

$$Сполн.год.пр. = Сполн.с.с. \cdot Vгод \quad (4.25)$$

Сполн.год.пр. = 13660,43 · 78000 = 1065513792,34 руб.

Расчет выручки от реализации изделия:

$$Выручка = Цотп.пр. \cdot Vгод \quad (4.26)$$

Выручка = 17935,17 · 78000 = 1398943020,32 руб.

Расчет маржинального дохода:

$$Дмарж. = Выручка - Зперем.пр. \quad (4.27)$$

Дмарж. = 1398943020,32 – 673575408,67 = 725367611,64 руб.

Расчет критического объема продаж:

$$Акрит. = Зпост.пр./(Цотп.пр. - Зперем.уд.пр.) \quad (4.28)$$

Акрит. = 391938383,67 / (17935,17 – 8635,58) = 42145,79 руб.

Акрит. = 42150 руб. »[8]

«График точки безубыточности

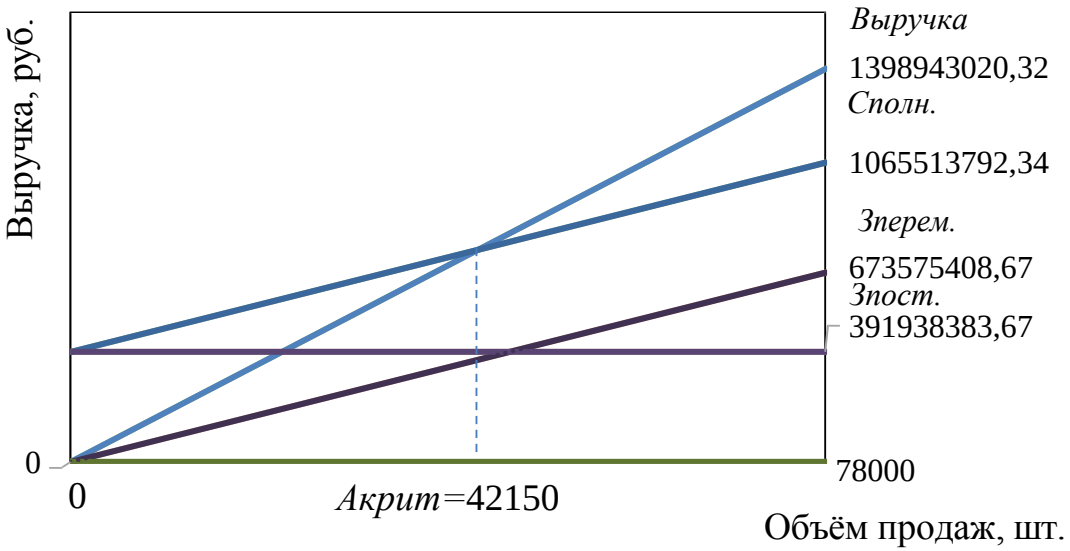


Рисунок 4.1 - График точки безубыточности»[8]

4.3 «Расчет коммерческой эффективности проекта

$$\Delta = \frac{V_{мак} - A_{крит}}{n - 1} \quad (4.29)$$

где – *Vмак = Vгод* – максимальный объём продукции, шт.

Акрит – критический объём продаж проектируемого изделия, шт.

n – количество лет, с учётом предпроизводственной подготовки.

$$\Delta = \frac{78000 - 42150}{6 - 1} = 7170 \text{ шт.}$$

Объем продаж по годам:

$$Vпрод.i = Акрит + i\Delta \quad (4.30)$$

где – *Vпрод.i* – объём продаж в *i* - году, шт.

Vпрод.1 = 42150 + 1 · 7170 = 49320 шт.

Vпрод.2 = 42150 + 2 · 7170 = 56490 шт.

Vпрод.3 = 42150 + 3 · 7170 = 63660 шт.

Vпрод.4 = 42150 + 4 · 7170 = 70830 шт.

Vпрод.5 = 42150 + 5 · 7170 = 78000 шт.

Выручка по годам:

$$Выручка.i = Цотп. \cdot Vпрод.i \quad (4.31)$$

Выручка.1 = 17935,17 · 49320 = 884562432,85 руб.

Выручка.2 = 17935,17 · 56490 = 1013157579,71 руб.

Выручка.3 = 17935,17 · 63660 = 1141752726,58 руб.

Выручка.4 = 17935,17 · 70830 = 1270347873,45 руб.

Выручка.5 = 17935,17 · 78000 = 1398943020,32 руб. »[8]

«Переменные затраты по годам

для базового варианта:

$$Зперем.б.i = Зперем.уд.б. \cdot Vпрод.i \quad (4.32)$$

$Зперем.б.1 = 8771,04 \cdot 49320 = 432587611,72$ руб.

$Зперем.б.2 = 8771,04 \cdot 56490 = 495475956,73$ руб.

$Зперем.б.3 = 8771,04 \cdot 63660 = 558364301,74$ руб.

$Зперем.б.4 = 8771,04 \cdot 70830 = 621252646,76$ руб.

$Зперем.б.5 = 8771,04 \cdot 78000 = 684140991,77$ руб.

для проектного варианта:

$$Зперем.пр.i = Зперем.уд.пр. \cdot Vпрод.i \quad (4.33)$$

$Зперем.пр.1 = 8635,58 \cdot 49320 = 425906912,25$ руб.

$Зперем.пр.2 = 8635,58 \cdot 56490 = 487824036,36$ руб.

$Зперем.пр.3 = 8635,58 \cdot 63660 = 549741160,46$ руб.

$Зперем.пр.4 = 8635,58 \cdot 70830 = 611658284,57$ руб.

$Зперем.пр.5 = 8635,58 \cdot 78000 = 673575408,67$ руб.

Амортизация (определяется только для проектного варианта):

$$Ам. = Ам.уд. \cdot Vгод \quad (4.34)$$

$Ам. = 208,22 \cdot 78000 = 16241320,23$ руб.

Полная себестоимость по годам

для базового варианта:

$$Сполн.б.i = Зперем.б.i + Зпост.б \quad (4.35)$$

$Сполн.б.1 = 432587611,72 + 391969023,86 = 824556635,58$ руб.

$Сполн.б.2 = 495475956,73 + 391969023,86 = 887444980,59$ руб. »[8]

«Сполн.б.3 = 558364301,74 + 391969023,86 = 950333325,60 руб.

Сполн.б.4 = 621252646,76 + 391969023,86 = 1013221670,62 руб.

Сполн.б.5 = 684140991,77 + 391969023,86 = 1076110015,63 руб.

для проектного варианта:

$$Сполн.пр.i = Зперем.пр.i + Зпост.пр. \quad (4.36)$$

Сполн.пр.1 = 425906912,25 + 391938383,67 = 817845295,92 руб.

Сполн.пр.2 = 487824036,36 + 391938383,67 = 879762420,03 руб.

Сполн.пр.3 = 549741160,46 + 391938383,67 = 941679544,13 руб.

Сполн.пр.4 = 611658284,57 + 391938383,67 = 1003596668,23 руб.

Сполн.пр.5 = 673575408,67 + 391938383,67 = 1065513792,34 руб.

Налогооблагаемая прибыль по годам:

$$Пр.обл.i = (Выручка - Сполн.пр.i) - (Выручка - Сполн.б.i) \quad (4.37)$$

Пр.обл.1 = (884562432,85 – 817845295,92) – (884562432,85 – – 824556635,58) = 6711339,66 руб.

Пр.обл.2 = (1013157579,71 – 879762420,03) – (1013157579,71 – – 887444980,59) = 7682560,57 руб.

Пр.обл.3 = (1141752726,58 – 941679544,13) – (1141752726,58 – – 950333325,60) = 8653781,47 руб.

Пр.обл.4 = (1270347873,45 – 1003596668,23) – (1270347873,45 – – 1013221670,62) = 9625002,38 руб.

Пр.обл.5 = (1398943020,32 – 1065513792,34) – (1398943020,32 – – 1076110015,63) = 10596223,29 руб.

Налог на прибыль – 20% от налогооблагаемой прибыли по годам

$$Нпр.i = Пр.обл.i \cdot 0.20 \quad (4.38)$$

Нпр.1 = 6711339,66 · 0,20 = 1342267,93 руб.

Нпр.2 = 7682560,57 · 0,20 = 1536512,11 руб. »[8]

«Нпр.3 = 8653781,47 · 0,20 = 1730756,29 руб.

Нпр.4 = 9625002,38 · 0,20 = 1925000,48 руб.

Нпр.5 = 10596223,29 · 0,20 = 2119244,66 руб.

Прибыль чистая по годам

$$Пр.ч.i = Пр.обл.i – Нпр.i \quad (4.39)$$

Пр.ч.1 = 6711339,66 – 1342267,93 = 5369071,73 руб.

Пр.ч.2 = 7682560,57 – 1536512,11 = 6146048,45 руб.

Пр.ч.3 = 8653781,47 – 1730756,29 = 6923025,18 руб.

Пр.ч.4 = 9625002,38 – 1925000,48 = 7700001,90 руб.

Пр.ч.5 = 10596223,29 – 2119244,66 = 8476978,63 руб.

Расчет экономии от повышения надежности

$$Пр.ож.д. = Цотп. \cdot Д2/Д1 – Цотп. \quad (4.40)$$

где - *Д1* и *Д2* - долговечность изделия

Д1 = 100000 циклов

Д2 = 120000 циклов

Пр.ож.д. = 17935,17 · 120000 / 100000 – 17935,17 = 3587,03 руб.

Следовательно, текущий чистый доход (накопленное сальдо) составит:

$$ЧДi = Пр.ч.i + Ам + Пр.ож.д. \cdot Vпрод.i \quad (4.41)$$

ЧД1 = 5369071,73 + 16241320,23 + 3587,03 · 49320 = 198522878,53 руб

ЧД2 = 6146048,45 + 16241320,23 + 3587,03 · 56490 = 225018884,63 руб

ЧД3 = 6923025,18 + 16241320,23 + 3587,03 · 63660 = 251514890,73 руб

ЧД4 = 7700001,90 + 16241320,23 + 3587,03 · 70830 = 278010896,83 руб

ЧД5 = 8476978,63 + 16241320,23 + 3587,03 · 78000 = 304506902,93 руб»[8]

«Дисконтирование денежного потока.

$$\alpha_{ti} = 1/(1 + Ecm.i)t \qquad (4.42)$$

где - $Ecm.i$ - процентная ставка на капитал

t - год приведения затрат и результатов

$Ecm.$ = 5 %

α_1 = 0,952 α_2 = 0,907 α_3 = 0,864 α_4 = 0,823 α_5 = 0,783

$$ДСПi = ЧДi \cdot \alpha_i \qquad (4.43)$$

$ДСП1$ = 198522878,53 · 0,952 = 188993780,36 руб.

$ДСП2$ = 225018884,63 · 0,907 = 204092128,36 руб.

$ДСП3$ = 251514890,73 · 0,864 = 217308865,59 руб.

$ДСП4$ = 278010896,83 · 0,823 = 228802968,09 руб.

$ДСП5$ = 304506902,93 · 0,783 = 238428904,99 руб.

Суммарное дисконтированное сальдо суммарного потока за расчетный период рассчитывается по формуле:

$$ΣДСП = ΣДСПi \qquad (4.44)$$

$ΣДСП$ = 188993780,36 + 204092128,36 + 217308865,59 +

+ 228802968,09 + 238428904,99 = 1077626647,38 руб.

Расчет потребности в капиталообразующих инвестициях составляет:

$$Jo = Кинв \cdot ΣСполн.пр.i \qquad (4.45)$$

где - $Кинв.$ – коэффициент капиталообразующих инвестиций.

Jo = 0,085 · (817845295,92 + 879762420,03 + 941679544,13 +

+ 1003596668,23 + 1065513792,34) = 400213806,26 руб. »[8]

«Чистый дисконтированный доход равен:

$$ЧДД = ΣДСП - Jo \quad (4.46)$$

$ЧДД$ = 1077626647,38 – 400213806,26 = 677412841,13 руб.

Индекс доходности определяется по следующей формуле:

$$JD = ЧДД / Jo \quad (4.47)$$

JD = 677412841,13 / 400213806,26 = 1,69

Срок окупаемости проекта

$$Токуп. = Jo / ЧДД \quad (4.48)$$

$Токуп.$ = 400213806,26 / 677412841,13 = 0,59

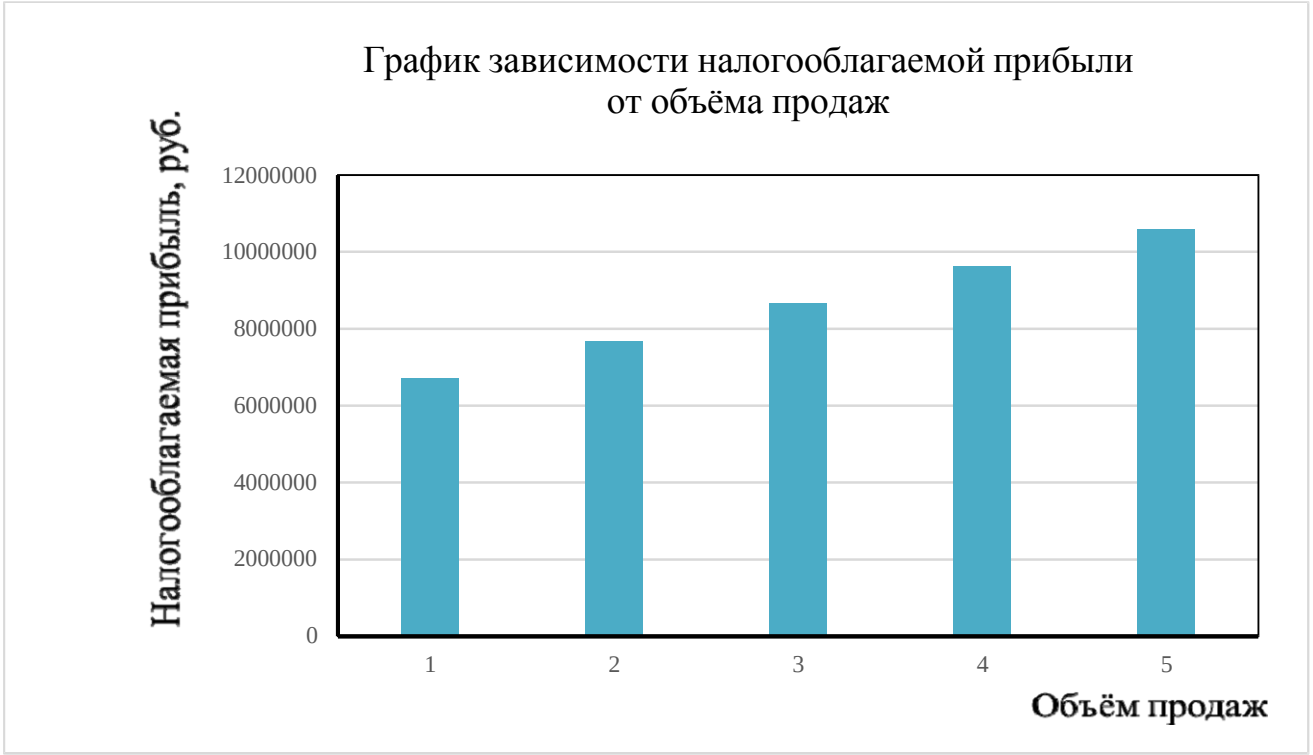


Рисунок 4.2 - График зависимости налогооблагаемой прибыли от объема продаж»[8]

«Выводы и рекомендации

Благодаря целому ряду проектных работ, ресурс автомобильного конструкторского блока увеличивается с одновременным положительным экономическим эффектом ID=1.69.

При расчете экономических показателей для внедрения конструкторских единиц автомобилей в массовое производство было установлено, что стоимость проектного предложения ниже себестоимости основного варианта, а в результате увеличения ресурсов на проектирование, увеличения продаж ожидаемых, что является положительным экономическим показателем. С этой целью была рассчитана общественная эффективность проекта и рассчитана ожидаемая прибыль от внедрения проекта в производство.

Чистый дисконтный доход от реализации обновления хостинга составляет 677412841, 13 рублей.

Срок окупаемости проекта 0,59 года, что свидетельствует о минимальном риске проекта. Основываясь на данных, о которых мы можем говорить о применение в новом дизайне автомобиля. »[8]

«Таблица 4.6 - Показатели коммерческой эффективности проекта

Наименование показателей	*Годы*					
	0	1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6	7
Объем продаж Vпрод.(шт)		49320	56490	63660	70830	78000
Отпускная цена за единицу		17935,17				
Выручка.н.		884562	1013158	1141753	1270348	1398943
Переменные затраты (тыс.		432588	495476	558364	621253	684141
Зперем.н.		425907	487824	549741	611658	673575
Амортизация, Ам (тыс. руб.)		16241				
Постоянные затраты,(тыс.		391969				
Зпост.н.		391938				
Полная себестоимость, (тыс.		824557	887445	950333	1013222	1076110
Спол.н.		817845	879762	941680	1003597	1065514
Налогооблагаемая прибыль, б		60006	125713	191419	257126	322833
Налогооблагаемая прибыль, н		66717	133395	200073	266751	333429
Налог на прибыль, б (тыс.		12001	25143	38284	51425	64567
Налог на прибыль, н		13343	26679	40015	53350	66686
Прибыль чистая, б		48005	100570	153136	205701	258266
Прибыль чистая, н		53374	106716	160059	213401	266743
Чистый поток реальных		198523	225019	251515	278011	304507
Коэф дисконтир at1 при Ест.1		0,952	0,907	0,864	0,823	0,783
Чистый дисконтированный		188994	204092	217309	228803	238429
Капиталообразующие	400214					
Суммарный чистый дисконтированный поток		677413				
Индекс доходности,JD		1,69				
Срок окупаемости проекта		0,59»[8]				

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенного анализа выбора схем проектируемого узла автомобиля, конструкторского этапа проектирования и сравнения с ближайшими аналогами, технологической проработки возможности изготовления выбрана схема, наиболее удачно сочетающая решение всех отмеченных вопросов. Экономические расчеты показывают, что с учетом всех рассмотренных аспектов сопоставимости капитальных затрат, конструкция проектируемого узла обладает очевидными преимуществами в потребительских и эксплуатационных свойствах.

В данной работе рассматривали 5-ступенчатую трансмиссию автомобиля ЛАДА КАЛИНА. Для оценки данной конструкции 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.

Сравнивая показатели тягово-динамических свойств и топливной экономичности автомобиля ЛАДА КАЛИНА 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 передачи 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.Егоров, А.Г. Методические указания к выполнению дипломных проектов технического направления / А.Г. Егоров;. - Тольятти 1988. - 35 с.

7.Горина, Л.Н. Обеспечение безопасности труда на производстве / Л.Н. Горина;. - Тольятти 2002. – 34 с.

8.Капрова, В.Г. Методические указания по технико-экономическому обоснованию дипломной работы конструкторского и исследовательского направлений для студентов специальности 150100 – “Авто-мобиле- и тракторостроение”. / В.Г.Капрова;. Тольятти: ТГУ. 2003. – 50 с.

9.Куклин, Н.Г. Детали машин / Н.Г. Куклин;. – М. : Высшая школа, 1973. - 384с.

10. Кузнецов, Б.А Краткий автомобильный справочник / Б.А. Кузнецов. - 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.; 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., Основы расчета и указания к дипломному проектированию агрегатов шасси автомобиля / А.М. Раскин; А.Ф. Яшин; - Саратов: Ротапринт, 1975.-68с.

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

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

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

24. Dainius, Luneckas. Vilius Bartulis, Research on Probability for Failures in VW Cars During Warranty and Post-Warranty Periods / Luneckas, Dainius. Bartulis, Vilius;. - Mokslas: Lietuvos Ateitis, 2014. -85s.

25. Catalin, Alexandru. Vlad, Totu, Method for the multi-criteria optimization of car wheel mechanisms / Alexandru, Catalin. Totu, Vlad;. - Ingeniería e

Investigación, 2016. – 137s.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Графики тягово-динамического расчета
для серийного ряда передаточных чисел

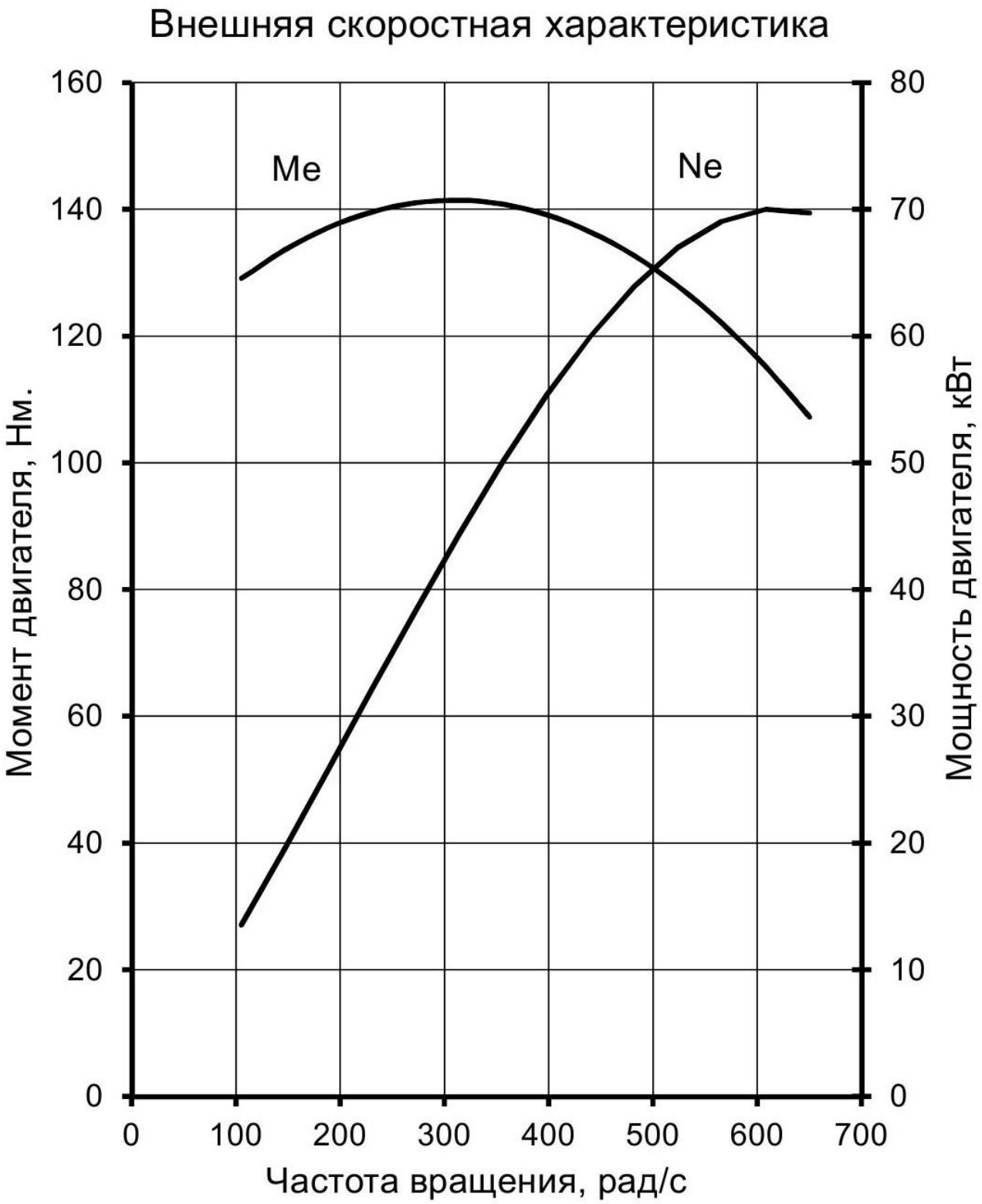


Рисунок А1 – Внешняя скоростная характеристика

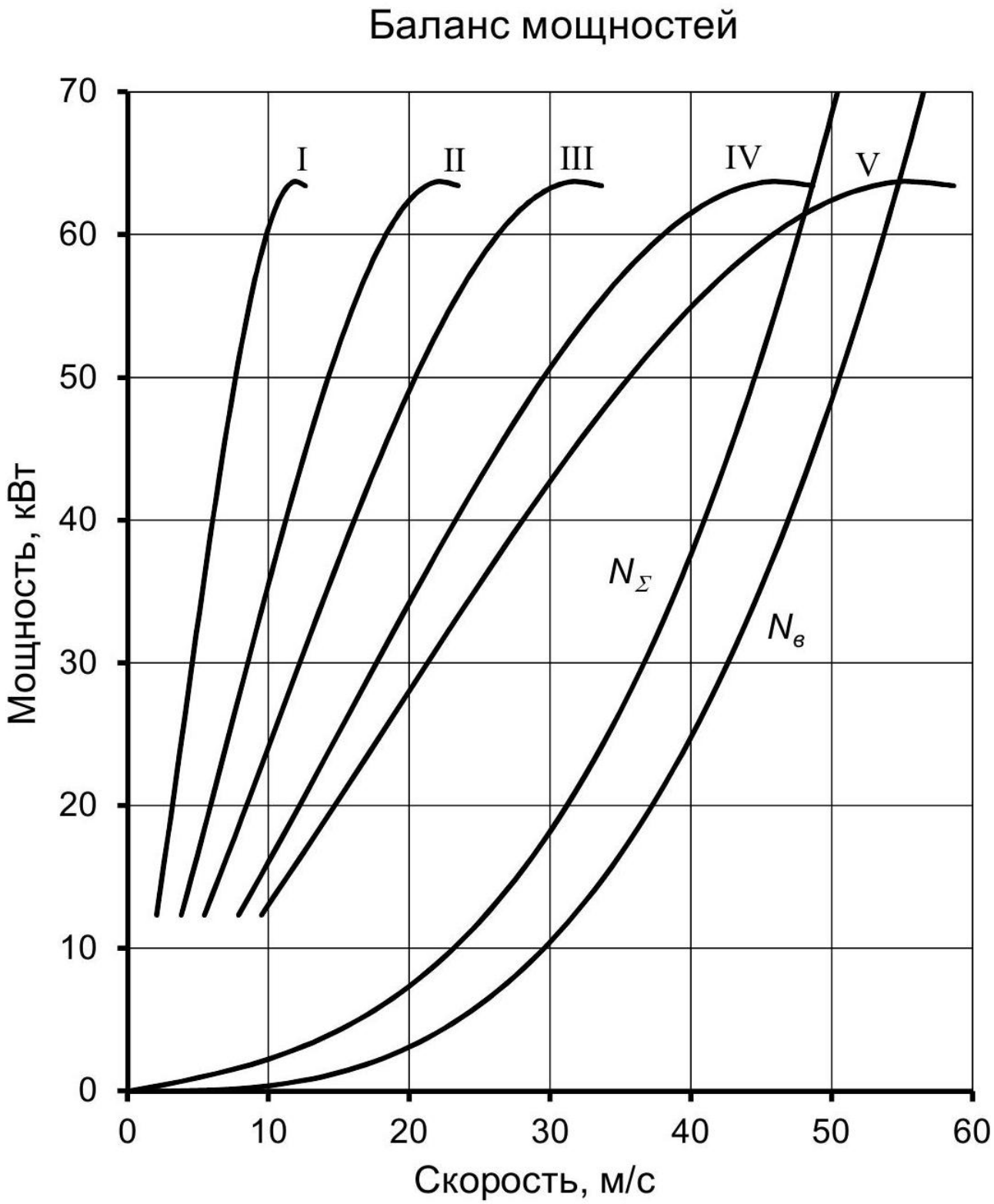


Рисунок А2 – Баланс мощностей

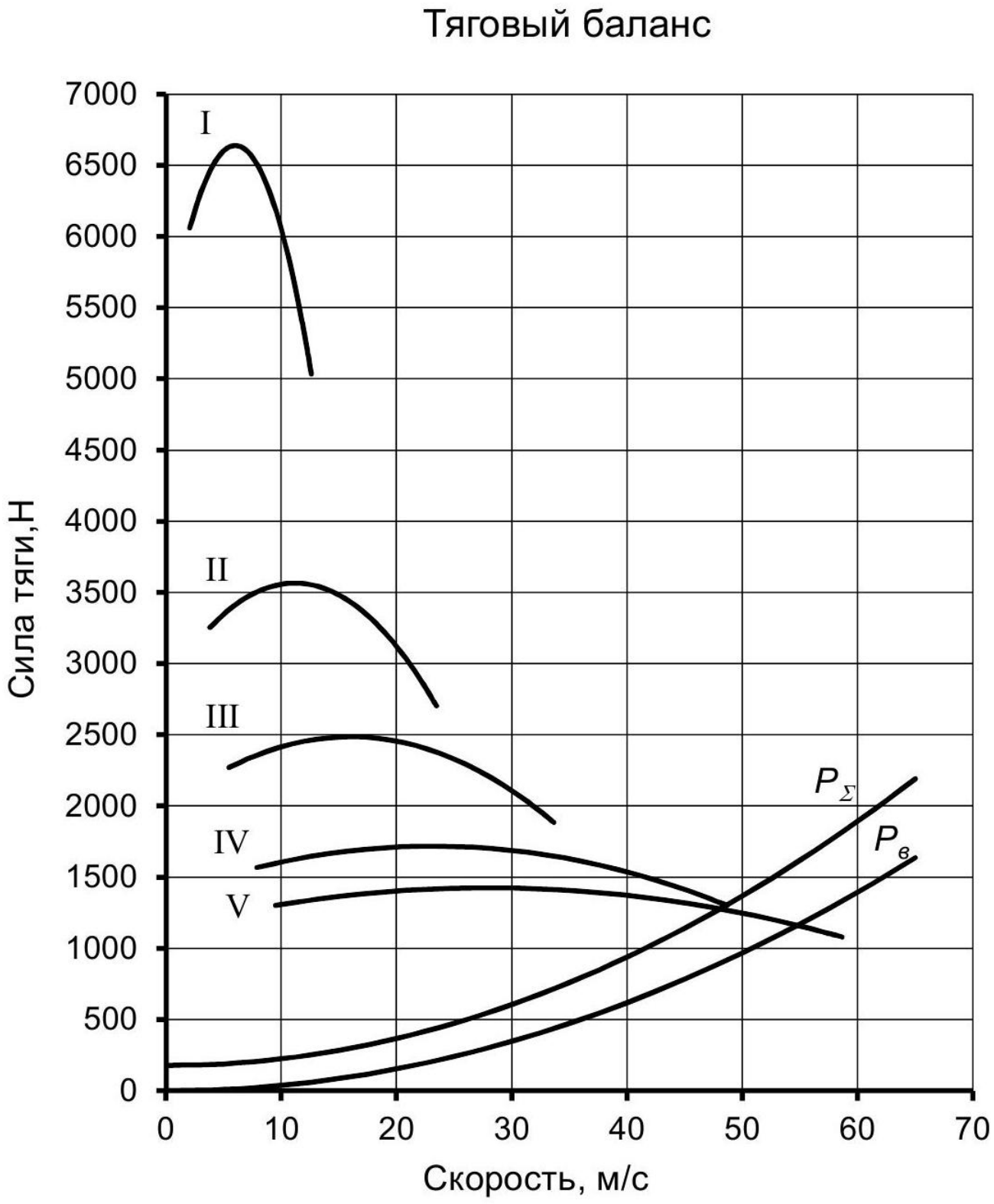


Рисунок А3 – Тяговый баланс

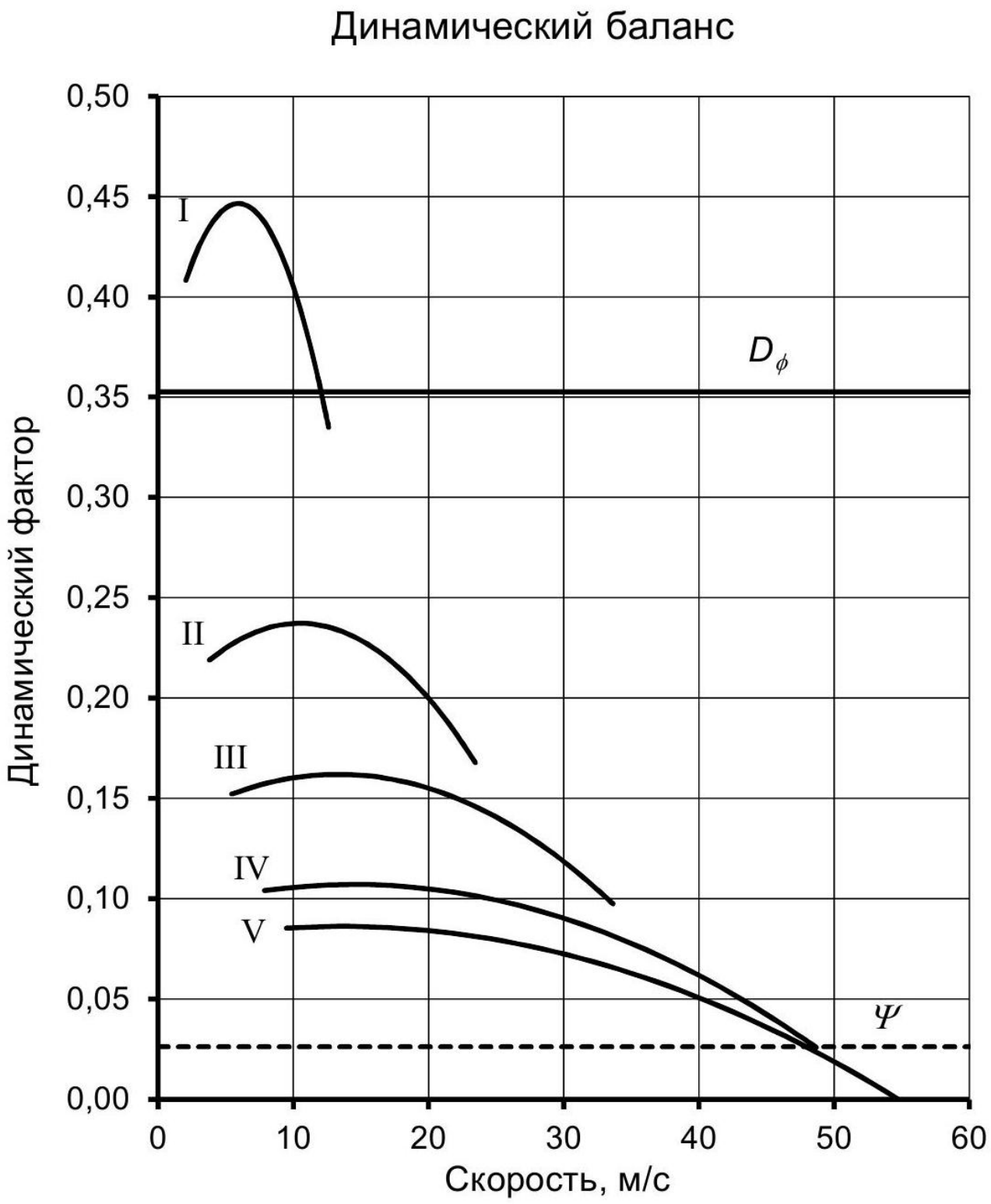


Рисунок А4 – Динамический баланс

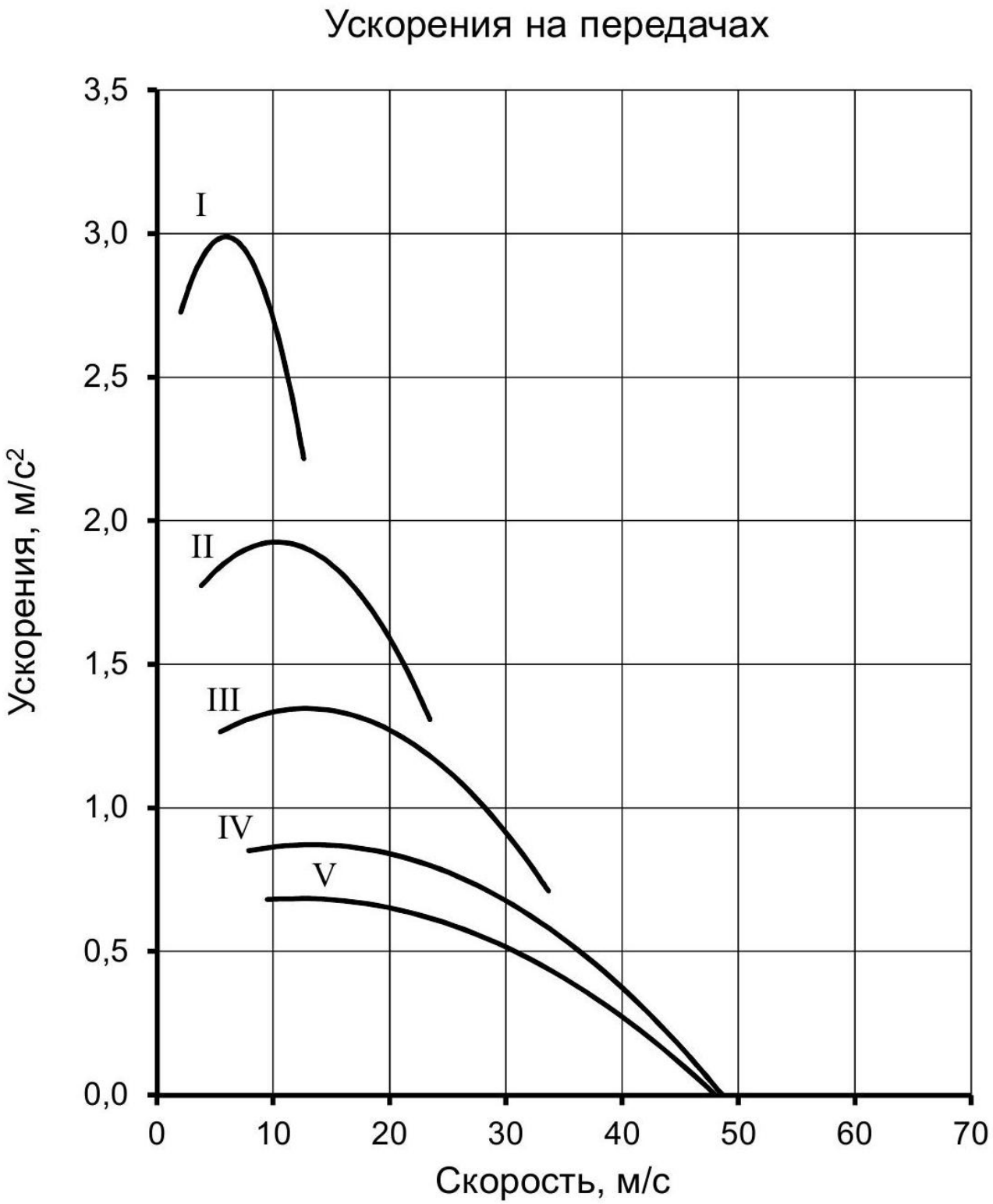


Рисунок А5 – Ускорения на передачах

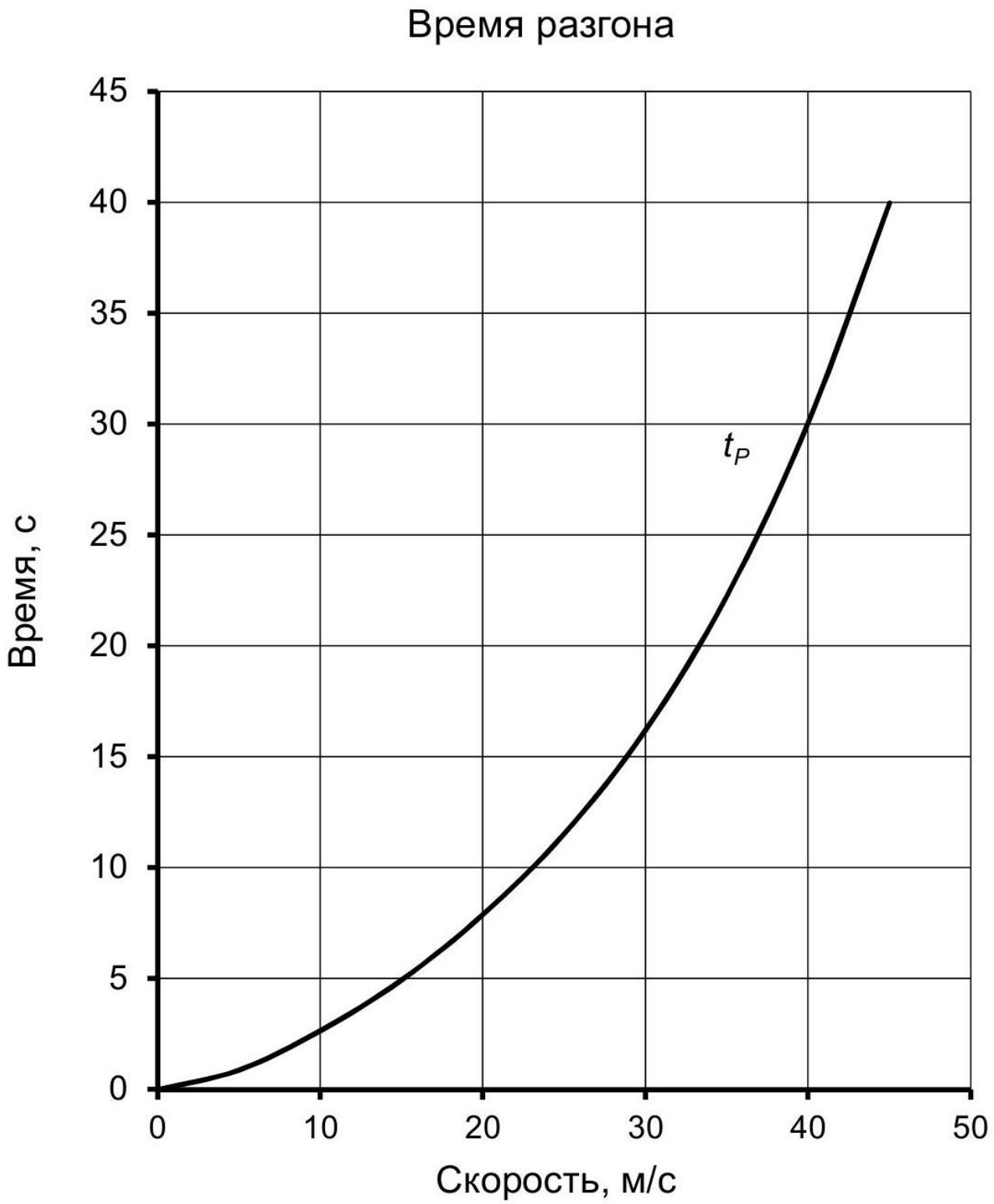


Рисунок А6 – Время разгона

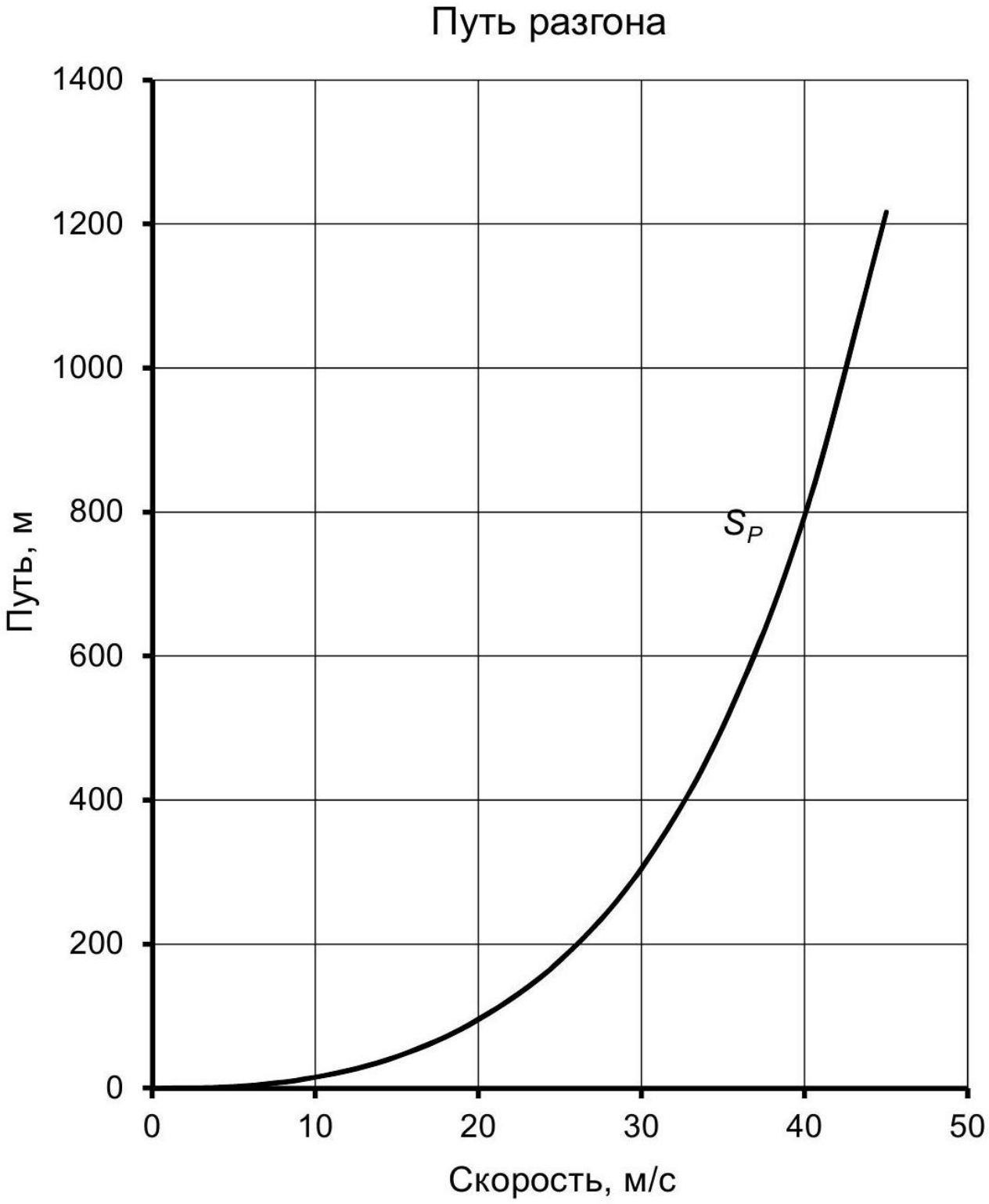


Рисунок А7 – Путь разгона

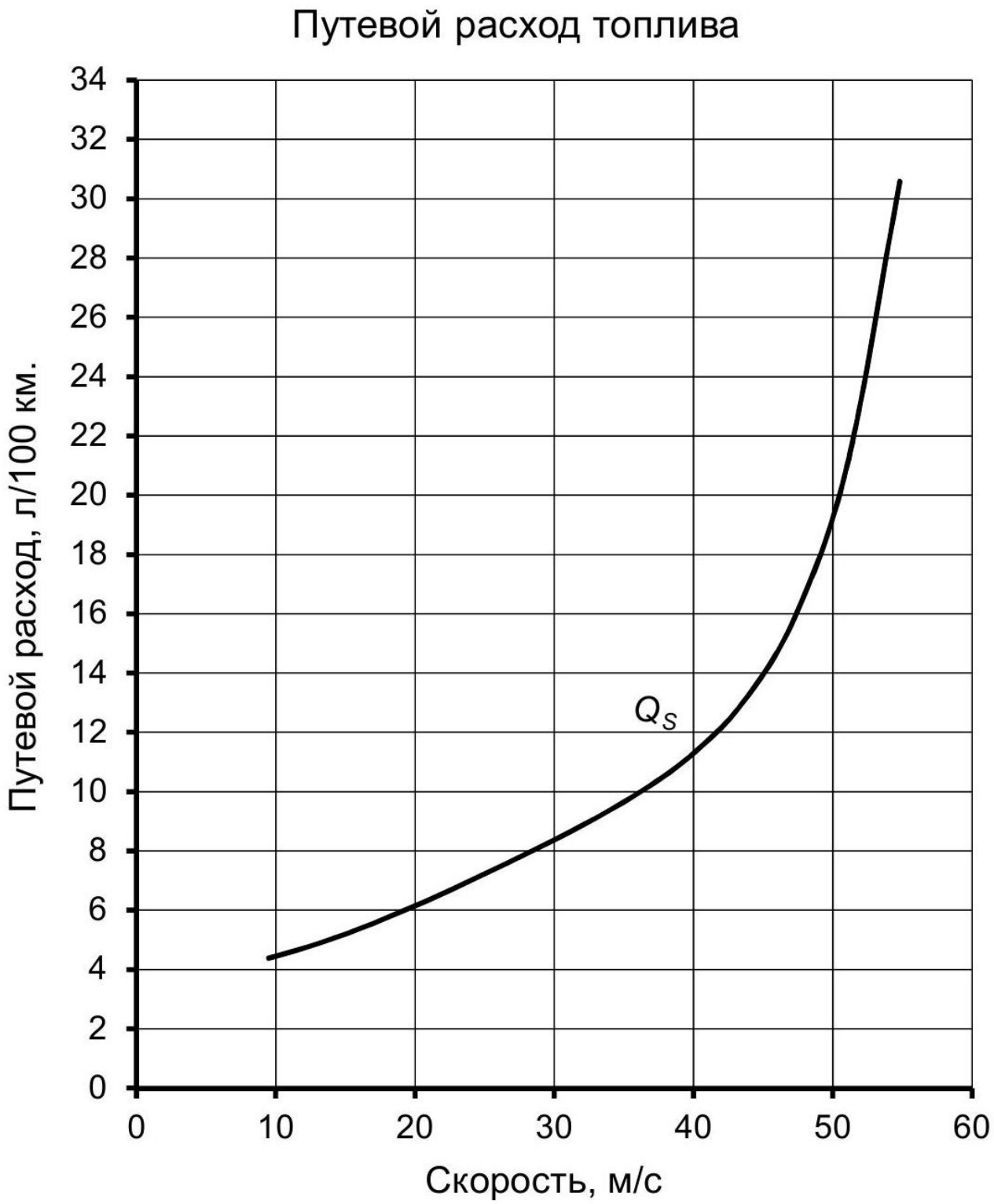


Рисунок А8 – Путевой расход топлива

Продолжение Приложения А

Графики тягово-динамического расчета для модернизированного ряда передаточных чисел

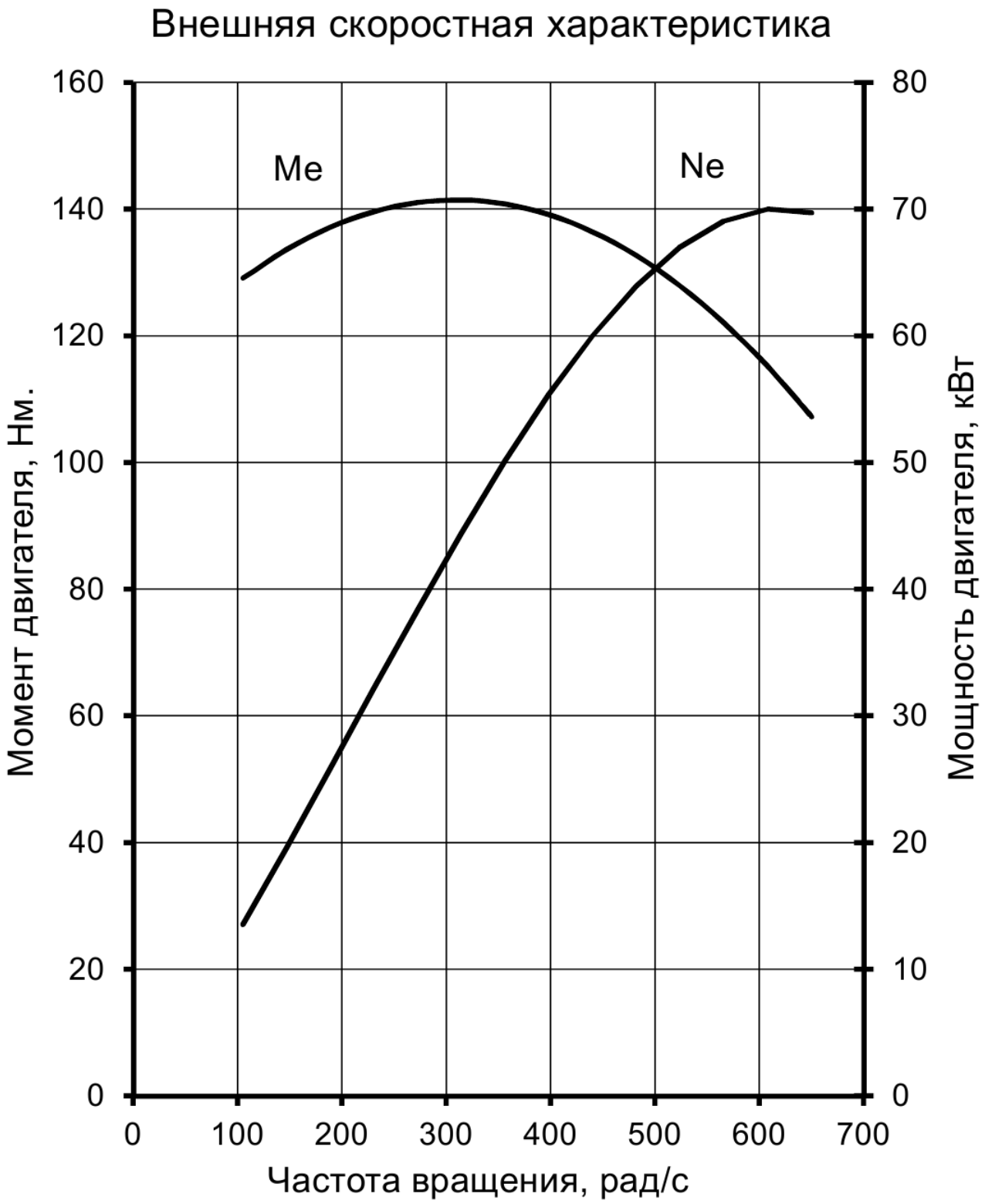


Рисунок А1 – Внешняя скоростная характеристика

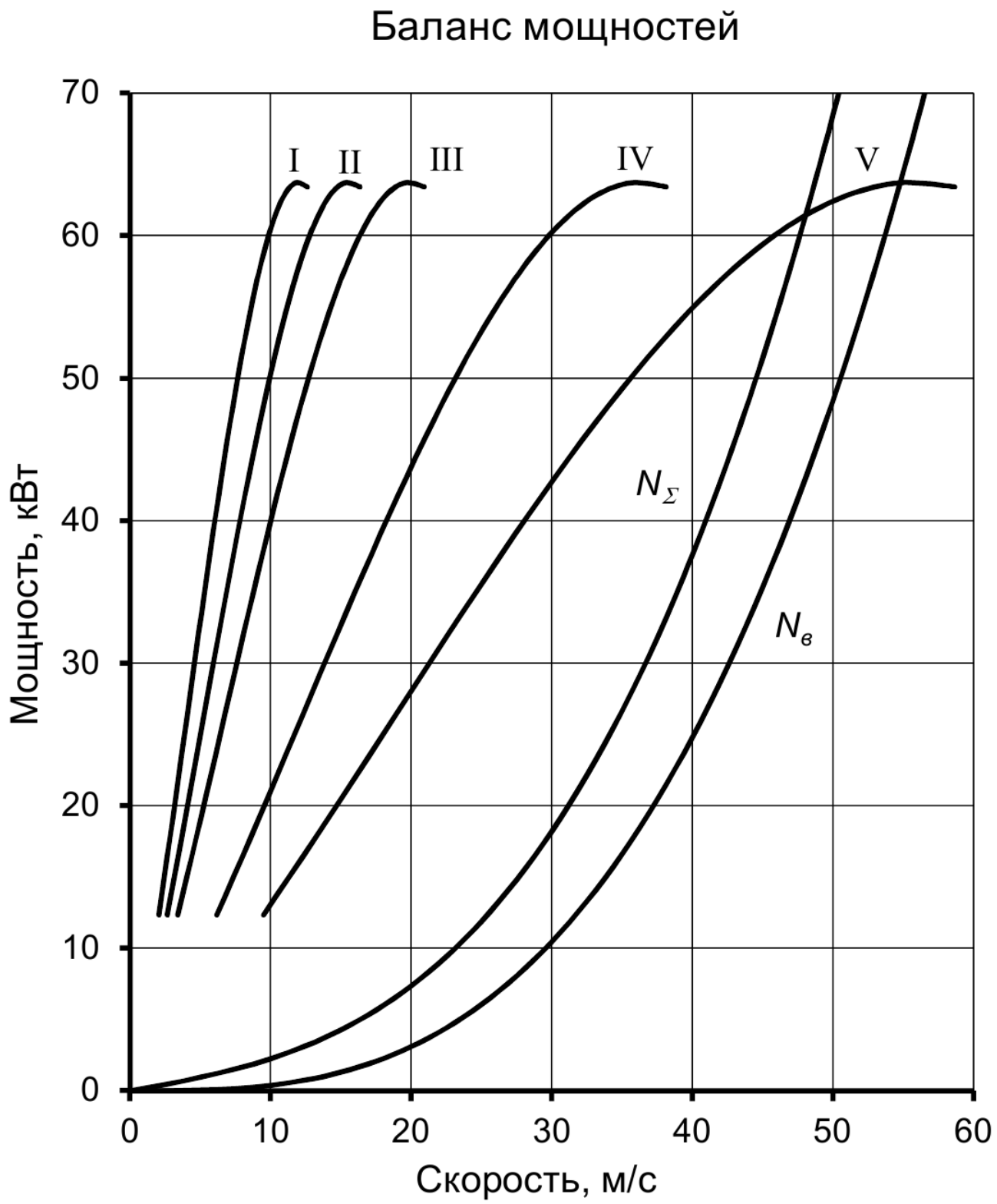


Рисунок А2 – Баланс мощностей

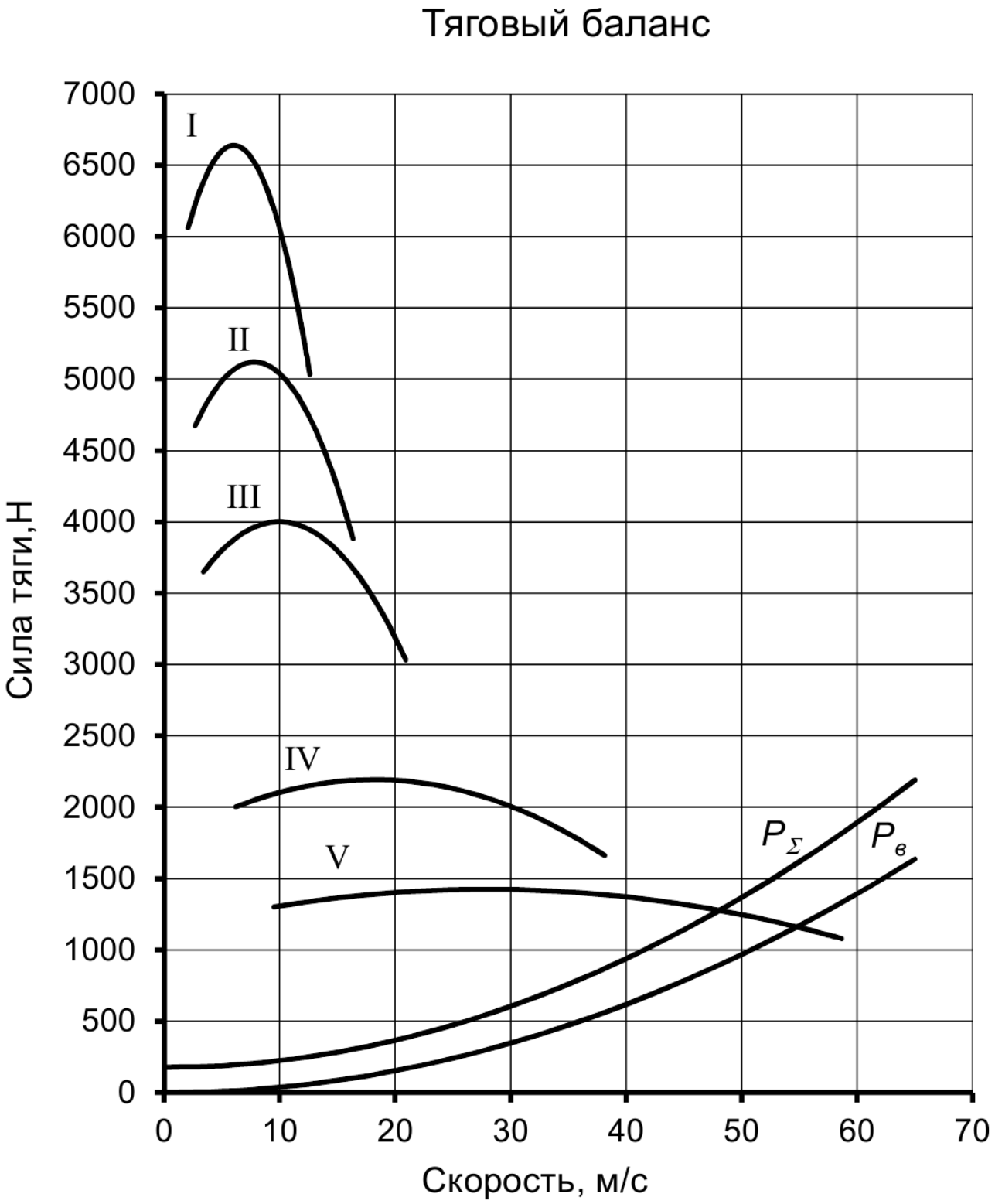


Рисунок А3 – Тяговый баланс

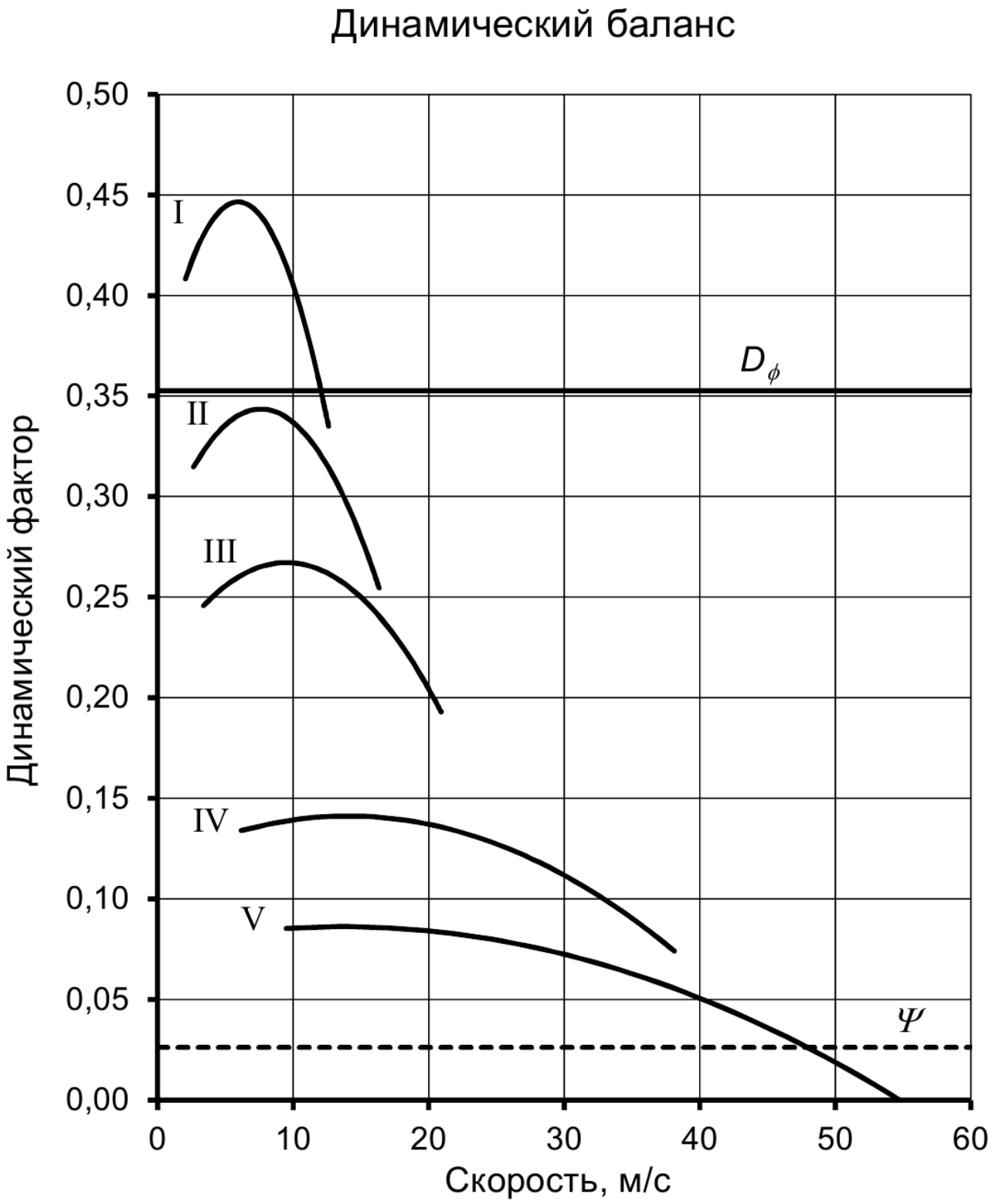


Рисунок А4 – Динамический баланс

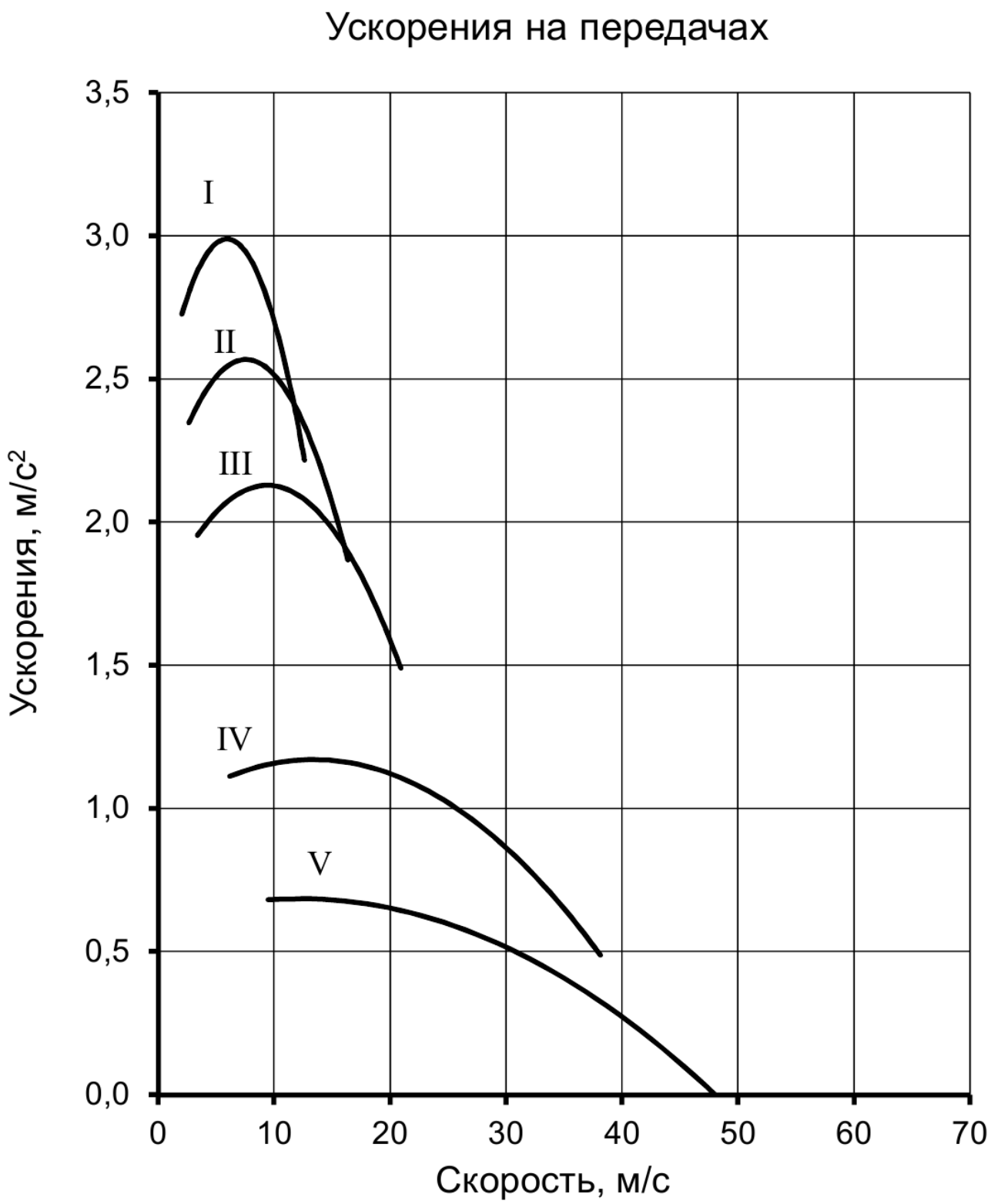


Рисунок А5 – Ускорения на передачах

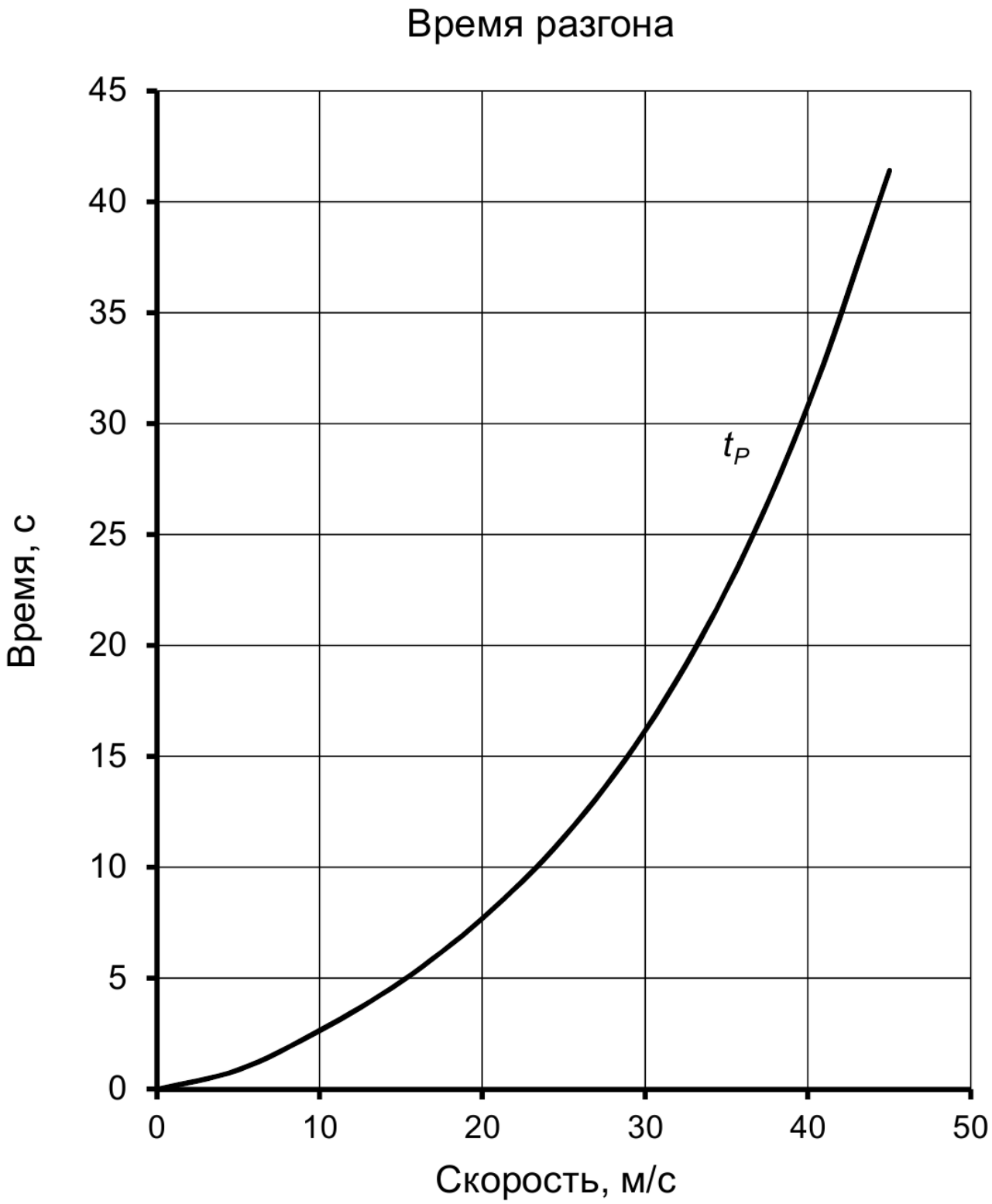


Рисунок А6 – Время разгона

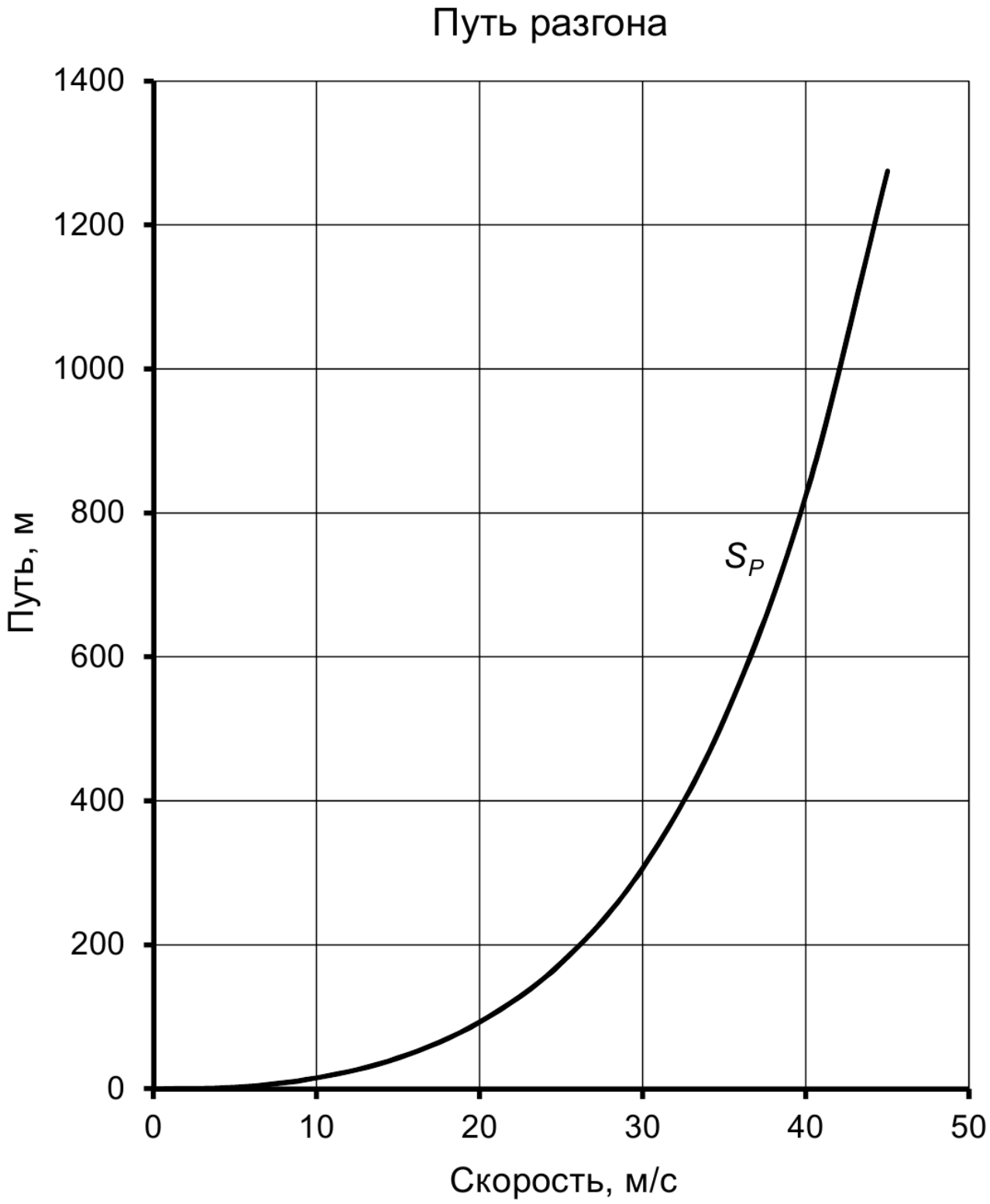


Рисунок А7 – Путь разгона

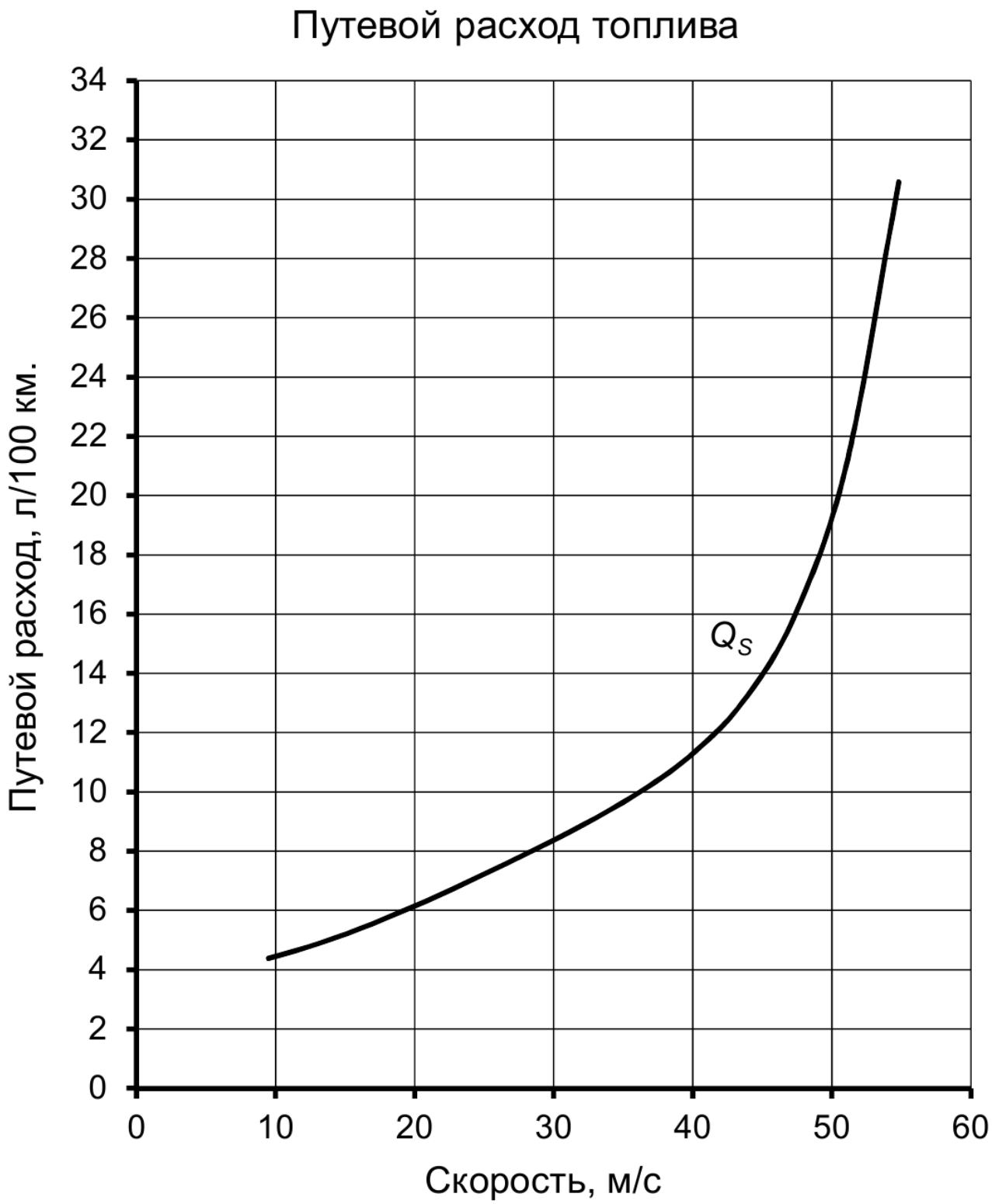


Рисунок А8 – Путевой расход топлива