

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

## **ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ. КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением по аграрному  
техническому образованию в качестве учебно-методического пособия  
для студентов учреждений высшего образования по специальности  
1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов  
сельскохозяйственного производства*

Минск  
БГАТУ  
2017

УДК 629.3(07)  
ББК 39.34Я7  
Т65

Авторы:

кандидат технических наук, доцент *Г. И. Гедроить* (разделы 1, 2, приложения),  
кандидат технических наук, доцент *А. В. Захаров* (раздел 1, п. 2.1, 2.2, 2.4),  
кандидат технических наук, доцент *А. Ф. Безручко* (раздел 1, п. 2.1, 2.2, 2.4),  
кандидат технических наук, доцент *Л. Г. Сапун* (раздел 1, п. 2.2),  
старший преподаватель *Т. А. Варфоломеева* (раздел 1, п. 2.2),  
старший преподаватель *И. И. Бондаренко* (раздел 1, п. 2.2),  
старший преподаватель *В. В. Михалков* (раздел 1, п. 2.4, приложения),  
ассистент *С. В. Занемонский* (раздел 1, п. 2.4, приложения)

Рецензенты:

кафедра «Тракторы» Белорусского национального технического университета,  
(заведующий кафедрой доктор технических наук, профессор *В. П. Бойков*);  
первый заместитель генерального конструктора  
ОАО «МТЗ», главный конструктор тракторной техники *Н. И. Зезетко*

Т65 **Тракторы и автомобили.** Курсовое проектирование : учебно-методическое пособие / Г. И. Гедроить, А. В. Захаров, А. Ф. Безручко [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2017. – 184 с.  
ISBN 978-985-519-848-3.

Учебно-методическое пособие содержит основные требования к оформлению курсовой работы, методические рекомендации по выполнению всех ее разделов, справочные материалы по параметрам тракторов, автомобилей и их частей, пример расчета и оформления курсовой работы по дисциплине «Тракторы и автомобили».

Предназначено для студентов учреждений высшего образования.

УДК 629.3(07)  
ББК 39.34Я7

## Содержание

Введение .....	5
1 Общие требования по выполнению курсовой работы .....	6
1.1 Цель, задачи и тематика курсовой работы .....	6
1.2 Требования к оформлению курсовых проектов (работ) .....	7
1.2.1 Структура и обозначение проектной документации .....	7
1.2.2 Оформление структурных элементов пояснительной записки .....	9
1.2.3 Требования к оформлению курсового проекта (работы) .....	12
2 Методические рекомендации по выполнению курсовой работы .....	17
2.1 Тяговый расчет и определение основных параметров трактора или автомобиля .....	17
2.1.1 Тяговый расчет и определение основных параметров трактора .....	17
2.1.1.1 Расчет тягового диапазона трактора .....	18
2.1.1.2 Расчет массы трактора .....	19
2.1.1.3 Выбор параметров шин (звездочки для гусеничного трактора) и определение расчетного радиуса .....	20
2.1.1.4 Расчет номинальных теоретических скоростей движения трактора и передаточных чисел трансмиссии .....	22
2.1.1.5 Расчет номинальной мощности двигателя, устанавливаемого на тракторе .....	25
2.1.2 Тяговый расчет и определение основных параметров автомобиля .....	26
2.1.2.1 Расчет массы автомобиля .....	27
2.1.2.2 Выбор параметров шин и определение расчетного радиуса колес автомобиля .....	27
2.1.2.3 Расчет номинальной (максимальной) мощности двигателя автомобиля .....	29
2.1.2.4 Определение вместимости и геометрических размеров платформы .....	30
2.2 Тепловой и динамический расчет двигателя .....	31
2.2.1 Расчет индикаторных параметров цикла четырехтактного дизеля .....	32
2.2.1.1 Давление $p_a$ и температура $T_a$ в конце впуска .....	32
2.2.1.2 Давление $p_c$ и температура $T_c$ в конце сжатия .....	33
2.2.1.3 Давление $p_z$ и температура $T_z$ в конце сгорания (расчет процесса сгорания) .....	33
2.2.1.4 Давление $p_b$ и температура $T_b$ в конце расширения .....	37
2.2.1.5 Давление и температура в конце выпуска .....	38
2.2.2 Особенности расчета четырехтактного двигателя с искровым зажиганием, работающего на бензине .....	38
2.2.2.1 Давление $p_a$ и температура $T_a$ в конце впуска .....	39
2.2.2.2 Давление $p_c$ и температура $T_c$ в конце сжатия .....	39
2.2.2.3 Давление $p_z$ и температура $T_z$ в конце сгорания (расчет процесса сгорания) .....	39

2.2.2.4 Давление $p_b$ и температура $T_b$ в конце расширения . . . . .	40
2.2.3 Анализ результатов теплового расчета двигателя . . . . .	41
2.2.4 Построение и анализ индикаторной диаграммы . . . . .	41
2.2.5 Определение размерных параметров двигателя, КПД и топливной экономичности . . . . .	45
2.2.5.1 Определение основных размеров кривошипно-шатунного механизма двигателя . . . . .	45
2.2.5.2 Определение КПД и топливной экономичности двигателя . . . . .	47
2.2.5.3 Определение удельных показателей двигателя . . . . .	48
2.2.6 Динамический расчет двигателя . . . . .	48
2.2.7 Итоговые результаты расчетов двигателя . . . . .	50
2.3 Расчет и построение теоретических характеристик двигателей . . . . .	51
2.3.1 Теоретические скоростные характеристики двигателей . . . . .	51
2.3.2 Расчет и построение скоростных характеристик двигателей . . . . .	52
2.3.2.1 Расчет и построение скоростных (регуляторных) характеристик тракторного дизеля . . . . .	52
2.3.2.2 Расчет и построение скоростной характеристики автомобильного дизеля . . . . .	56
2.3.3 Расчет и построение скоростной характеристики двигателя с искровым зажиганием . . . . .	57
2.4 Расчет, построение и анализ теоретической тяговой характеристики трактора . . . . .	59
2.4.1 Построение вспомогательной части тяговой характеристики . . . . .	60
2.4.2 Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора . . . . .	63
2.4.2.1 Расчет и построение кривой буксования трактора . . . . .	64
2.4.2.2 Расчет и построение основных графиков тяговой характеристики . . . . .	66
2.4.3 Анализ теоретической тяговой характеристики трактора . . . . .	69
2.4.4 Итоговые результаты расчета параметров трактора . . . . .	70
2.5 Динамические свойства и топливная экономичность автомобиля . . . . .	71
2.5.1 Расчет передаточных чисел трансмиссии и скоростей движения автомобиля . . . . .	71
2.5.2 Расчет динамической характеристики порожнего автомобиля . . . . .	74
2.5.3 Расчет и построение универсальной динамической характеристики автомобиля . . . . .	77
2.5.4 Анализ динамической характеристики автомобиля . . . . .	79
2.5.5 Расчет и построение экономической характеристики автомобиля . . . . .	80
2.5.6 Анализ экономической характеристики автомобиля . . . . .	84
2.5.7 Итоговые результаты расчета параметров автомобиля . . . . .	85
2.6 Рекомендации по оформлению в курсовой работе заключения и списка использованных источников . . . . .	86
Список использованных источников . . . . .	87
Приложения . . . . .	88

## Введение

Курсовая работа по дисциплине «Тракторы и автомобили» является самостоятельной учебной работой студента, выполняемой под руководством квалифицированных преподавателей кафедры. Направлена на систематизацию, улучшение и закрепление знаний и умений, полученных в ходе изучения дисциплины. Является формой текущей аттестации студентов.

Выполнение курсовой работы базируется на знаниях, полученных студентами при изучении конструкции тракторов и автомобилей, теории автотракторных двигателей, теории тракторов и автомобилей, естественнонаучных и общепрофессиональных дисциплин.

В курсовой работе производится расчет и анализ основных показателей эксплуатационных свойств трактора или автомобиля, обоснование основных параметров их двигателей, трансмиссии, ходовой части. Основные требования по оформлению и защите курсовой работы приведены в разделе 1. Они соответствуют общим требованиям к организации проектирования и правилам оформления дипломных и курсовых проектов (работ), принятым в БГАТУ [1]. Методические рекомендации по выполнению курсовой работы приведены в разделе 2. Изложен порядок выполнения тягового расчета трактора и автомобиля, теплового и динамического расчета их двигателей, расчета и построения внешних скоростных характеристик двигателей. На основе полученных результатов производится расчет, построение и анализ теоретической тяговой характеристики трактора или динамической и экономической характеристик автомобиля. По тексту указываются рекомендации по оформлению графиков, схем, заключения. Наиболее сложные для восприятия студентами положения проиллюстрированы примерами. Подробно содержательная часть курсовой работы изложена в предлагаемом учебно-методическом пособии.

В приложениях к учебно-методическому пособию приведены сведения о параметрах современных тракторов, автомобилей, двигателей, пневматических шин, справочная информация по коэффициентам и характеристикам, необходимым для расчетов. Эти сведения используются студентами при выборе прототипа, расчетах и анализе результатов.

Курсовую работу каждый студент выполняет по индивидуальному заданию. Примеры заданий, расчета и оформления курсовой работы приведены в приложениях к учебно-методическому пособию.

## 1 Общие требования по выполнению курсовой работы

### 1.1 Цель, задачи и тематика курсовой работы

*Курсовая работа* – самостоятельная работа студента, представляющая собой решение учебной задачи. Курсовая работа может носить реферативный или исследовательский характер.

Цель курсовой работы – развитие у студентов навыков самостоятельной творческой работы, овладение современными методами расчетов и анализа показателей эксплуатационных свойств тракторов и автомобилей, оптимизации их параметров, углубление знаний по вопросам «Тракторы и автомобили».

Основными задачами курсовой работы являются:

- освоение, углубление, обобщение, проверка теоретических знаний и практических навыков, полученных студентами в процессе обучения;
- решение актуальных задач в области автотракторостроения, демонстрация умения анализировать проблемы, предлагать пути их решения, самостоятельно делать выводы;
- формирование умений использовать справочную литературу, нормативную и техническую документацию;
- выработка способностей оптимизировать параметры тракторов и автомобилей;
- подготовка студентов к выполнению дипломных проектов в части расчета параметров энергетических средств и показателей их эксплуатационных свойств;
- формирование навыков оформления технических расчетов и документации.

Студенты выполняют курсовую работу в соответствии с индивидуальным заданием по одной из тем:

1. Расчет и анализ показателей тягово-сцепных свойств и топливной экономичности тракторов (далее тема 1).
2. Расчет и анализ показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобилей (далее тема 2).

Примеры заданий на курсовую работу приведены в приложениях. При формировании задания учитывается уровень развития автотракторной техники, параметры тракторов и автомобилей, рекомендуемых в качестве прототипов.

Студент имеет право самостоятельно выбрать тему или предложить иную тему курсовой работы с обоснованием ее целесообразности. Преподаватель также может предложить тему, отличающуюся от указанных выше. Это может быть связано с научной деятельностью студента, выполняемыми проектно-

конструкторскими работами, разработкой дипломного проекта. Темы должны быть утверждены кафедрой и пройти необходимые согласования.

Темы курсовых работ должны быть разработаны и утверждены до начала семестра, в котором предусмотрено выполнение курсовой работы.

В задании на курсовую работу руководитель указывает тему, формирует исходные данные для выполнения расчетов, устанавливает объем пояснительной записки и графической части, график выполнения работы и сроки сдачи. Задание подписывается руководителем курсовой работы, студентом, датируется днем выдачи и утверждается заведующим кафедрой.

Задание по курсовой работе выдается студенту очной формы обучения в первые две недели после начала семестра, в котором она предусмотрена. Для студентов заочной формы обучения – на сессии, предшествующей семестру, в котором она предусмотрена учебным планом.

## **1.2 Требования к оформлению курсовых проектов (работ)**

### **1.2.1 Структура и обозначение проектной документации**

Структура курсового проекта (работы) определяется учебной программой дисциплины.

В состав проектной документации по разрабатываемым курсовым проектам (работам) входят:

- графические материалы (чертежи, таблицы, диаграммы и т. п.), наглядно представляющие выполненную работу и полученные результаты;
- пояснительная записка (ПЗ), содержащая исходные данные для проектирования, расчеты, пояснения, описания, таблицы, иллюстрации, список использованных источников.

**Графические материалы.** Состав и содержание графической части курсового проекта зависит от специфики и особенностей разрабатываемой темы и определяется заданием на данный проект.

Графические материалы курсовой работы выполняются в виде иллюстраций по тексту пояснительной записки или соответствующих приложений с наименованиями и пояснительными данными (при необходимости), и представляются преимущественно в формате А4 или А3 [1, с. 41–42]. Конкретные рекомендации даются в разделе 2. При использовании листов белой бумаги обязательно нанесение масштабных сеток.

**Пояснительная записка.** Способ выполнения текстовых материалов – машинописный, с применением выходных печатающих устройств ЭВМ, в текстовом редакторе Word с использованием шрифта Times New Roman размером 14 pt (пунктов) с полуторным интервалом, выравнивание – по ширине, абзацный отступ – 12,5 мм.

Возможно выполнение текстового материала рукописным способом. Применяется шрифт с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм и расстоянием между строками 7–10 мм. Используются чернила или паста одного цвета.

Ориентировочный объем пояснительной записки курсового проекта 35–40 страниц машинописного текста (курсовой работы – 25–30 страниц) на листах формата А4 (без приложений).

Пояснительная записка должна быть сброшюрованной в папке.

*Структурно пояснительная записка* состоит из следующих элементов (материалы приведены в порядке их расположения):

- титульный лист;
- задание;
- ведомость комплекта проектной документации (для курсовых проектов);
- реферат;
- содержание;
- введение;
- текст пояснительной записки с иллюстративным материалом, таблицами, графиками и т. п.;
- заключение;
- список использованных источников;
- приложения.

*Структура обозначения проектной документации* курсового проекта (работы), имеющей основную надпись:

$$X_1X_2.X_3X_4.X_5X_6X_7.X_8X_9.X_{10}X_{11}X_{12} \text{ АБ,}$$

где  $X_1X_2$  – индекс проекта (02 – курсовой проект, 03 – курсовая работа);

$X_3X_4$  – индекс кафедры;

$X_5X_6X_7$  – три последние цифры зачетной книжки или номер варианта задания;

$X_8X_9$  — шифры сборочных единиц (для проектов);

$X_{10}X_{11}X_{12}$  – шифры деталей (для проектов);

АБ – шифр документа.

Например: ПЗ – пояснительная записка; ПД – ведомость проектной документации; ТБ – таблица; Д – прочие документы, не имеющие установленного шифра [1, с. 16].

Индекс кафедры, например: основы научных исследований и проектирования – 13; теоретической механики и теории механизмов и машин – 38; технологий и механизации животноводства – 44; тракторов и автомобилей – 55; сельскохозяйственных машин – 56; эксплуатации машинно-тракторного парка – 59 [1, с. 16–17].

Пример обозначения документов курсовой работы: 03.55.121.00.000 ПЗ – пояснительная записка (ПЗ) курсовой работы (03), выполненной на кафедре «Тракторы и автомобили» (55) студентом, три последние цифры зачетной книжки которого 121.

## 1.2.2 Оформление структурных элементов пояснительной записки

*Титульный лист* является первой страницей расчетно-пояснительной записки. Выполняется на бланке установленной формы. На титульном листе рамки не выполняются, штамп основной надписи не приводят [1, приложение И].

*Задание на проектирование* является главным руководством, на основании которого разрабатывается проект (работа). Задание выполняется на бланке установленного образца, который выдается руководителем курсового проекта (работы). Задание утверждается заведующим кафедрой. При получении задания студент ставит свою подпись на нем.

Форма задания на курсовой проект (курсовую работу) приведены в [2, приложение А].

*Реферат* – это краткая характеристика выполненного проекта, предназначенная для предварительного ознакомления с проектом и отражающая основное содержание работы с точки зрения ее достоинств и достижения цели, поставленной в теме проекта.

Текст реферата пишется на стандартном листе, оформленном рамкой. Основную надпись на данном листе не помещают. Номер страницы не проставляют.

Заголовок «Реферат» пишется с прописной буквы и располагается на отдельной строке симметрично тексту. Объем реферата – не более одной страницы. В начале указывают объем проектной документации: перечисляют общий объем текстовых материалов с выделением, в том числе, иллюстраций (эскизов, рисунков, таблиц и т. п.); указывают объем графической части проекта, количество использованных источников. Далее приводят ключевые слова. Перечень ключевых слов должен

включать от 5 до 15 слов или словосочетаний из текста пояснительной записки, которые в наибольшей степени характеризуют содержание. Ключевые слова приводятся в именительном падеже и записываются строчными буквами в строку через запятые после слов «Ключевые слова». Затем дают краткое содержание проекта (работы), отражающее цель работы, методы разработки, принятые решения, приводят итоговые результаты и основные показатели, указывают возможности внедрения основных результатов проекта. Образец реферата приведен в [1, приложение Л].

**Содержание** предназначено для облегчения поиска необходимых материалов при чтении записки, а также для общего ознакомления с работой и представления об объемах всех разделов. Содержание начинает текстовую часть пояснительной записки. Его размещают сразу после листа реферата с новой страницы и при необходимости продолжают на последующих листах. Слово «Содержание» пишут с прописной буквы посередине страницы. В содержании приводят порядковые номера и наименования разделов, подразделов и пунктов, имеющих наименование, а также приложения с их обозначениями и наименованиями. Указывается номер листа (страницы), на котором размещено начало материала (раздела, подраздела и т. п.). На первой странице содержания приводят основную надпись по форме, соответствующей основной надписи первого листа текстового материала. Пример оформления содержания приведен в [1, приложение М].

**Введение** отражает основные задачи, вытекающие из общих направлений развития сельского хозяйства Республики Беларусь, характеризует состояние вопроса, которому посвящен курсовой проект (работа). Во введении необходимо обосновать актуальность курсового проекта (работы), указать цель и задачи проектирования. При необходимости дать пояснения, какие особенности имеет представленный курсовой проект (работа) по содержанию и методу выполнения в сравнении с рекомендованными.

**Текст пояснительной записки.** Содержание разделов, подразделов и пунктов пояснительной записки определяется заданием на проектирование.

Слова в названии разделов, подразделов и пунктов не переносятся.

Разделам присваивают порядковые номера, которые обозначают арабскими цифрами без точки и записывают с абзацного отступа полужирным шрифтом строчными буквами с первой прописной.

Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номера раздела и номера подраздела, разделенные точкой. В конце номера подраздела точка не ставится. Название подраздела пишется с абзацного отступа полужирным шрифтом строчными буквами с первой прописной.

Нумерация пунктов обычно не выполняется. При необходимости нумерации пунктов номер его состоит из номера раздела, номера подраздела и номера пункта, разделенных точками. В конце номера пункта точка не ставится. Название пункта пишется с абзацного отступа строчными буквами с первой прописной.

Заголовки подразделов (пунктов) не должны повторять содержание заголовков разделов (подразделов).

Заголовок записывается с прописной буквы. Точка в конце не ставится. Заголовки не подчеркиваются. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой.

Расстояние между заголовком и текстом равно 3 интервалам при выполнении машинописным способом. Расстояние между заголовками раздела и подраздела – 2 интервала при выполнении машинописным способом.

Каждый раздел пояснительной записки следует начинать с новой страницы.

Изложение текста пояснительной записки осуществляется в соответствии с [1, с. 31–34].

**Заключение** должно отражать основные результаты работы, выводы и предложения.

**Список использованных источников.** Составление списка использованных источников является завершением курсового проекта (работы), основой для которого служат записи всех просмотренных и изученных книг, статей из сборников и журналов и других материалов.

Все библиографические записи в списке используемых источников составляют по определенным правилам в соответствии с ГОСТ 7.1–2003.

Список использованных источников формируется либо в порядке появления ссылок в тексте пояснительной записки, либо в алфавитном порядке фамилий первых авторов и (или) заглавий.

Как правило, используется алфавитный способ группировки материала в списках, когда источники группируют в алфавитном порядке записей. В начале списка размещаются по алфавиту книги, а затем – статьи из журналов и сборников. При этом иностранные источники размещают по алфавиту после перечня всех источников на языке выполняемой работы.

Библиографический указатель использованной при выполнении литературы дается на отдельной странице (страницах) под заголовком «Список использованных источников». Заголовок порядкового номера не имеет.

В список включают только те источники, на которые в тексте ПЗ имеется ссылка. Каждый источник, включенный в список, нумеруют арабскими цифрами с точкой и записывают с новой строки.

Примеры записи литературных источников приведены в [1, приложение Н].

**Приложения.** Материал, дополняющий текст документа, допускается помещать в приложениях. Приложениями могут быть, например, графический материал, таблицы большого формата, расчеты, описания аппаратуры и приборов, описания алгоритмов и программ задач, решаемых на ЭВМ, и т.д.

Приложения оформляют как продолжение записки на последующих ее листах. В тексте записки на все приложения должны быть даны ссылки. Приложения располагают в порядке ссылок на них в тексте записки.

Допускается оформлять приложения на листах формата А4, А3, А4×3, А4×4, А2 и А1 по ГОСТ 2.301.

Все приложения (при их наличии) должны быть перечислены в содержании документа с указанием их номеров и заголовков.

### 1.2.3 Требования к оформлению курсового проекта (работы)

#### **Оформление листов пояснительной записки**

Текстовые материалы пояснительной записки выполняются на листах белой машинописной бумаги, оформленных рамками в соответствии с рисунком 1.1.

На листах формата А4 основная надпись располагается вдоль короткой стороны листа. Формы основных надписей выполняются в соответствии с ГОСТ 2.104 и приведены на рисунках 1.2, 1.3:

- форма рисунка 1.2 – для первого листа пояснительной записки, с которого начинается изложение текстовой части;
- форма рисунка 1.3 – для последующих листов пояснительной записки.

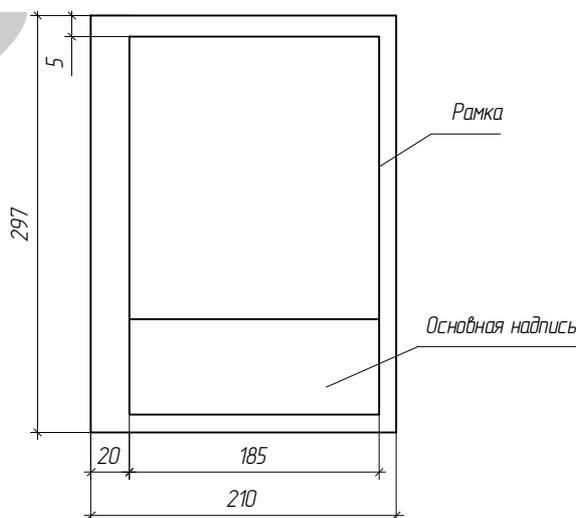


Рисунок 1.1 – Компонка и размеры листа текстовой части пояснительной записки

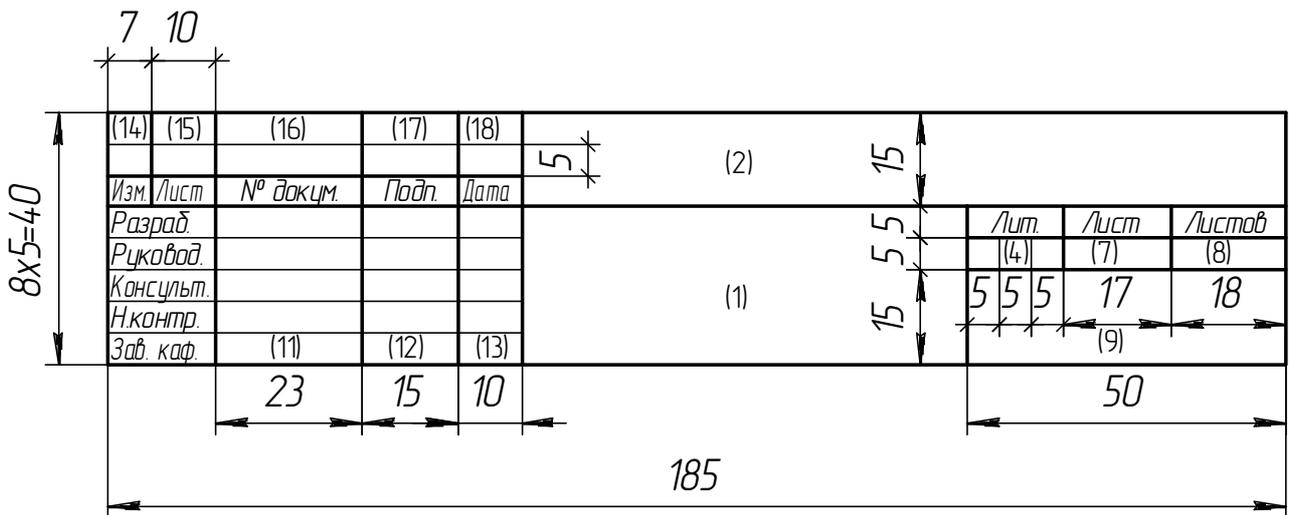


Рисунок 1.2 – Форма основной надписи, которая применяется для листа пояснительной записки, с которой начинается изложение текстовой части (обычно лист «Содержание»)

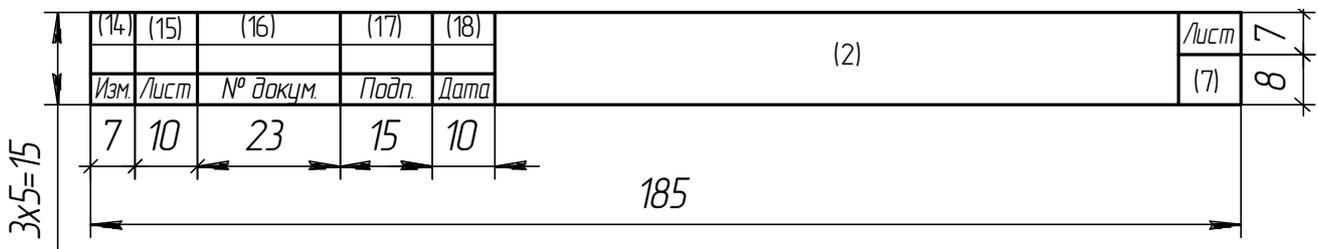


Рисунок 1.3 – Форма основной надписи, которая применяется для последующих листов пояснительной записки

**Указания о заполнении основной надписи.** В графах основной надписи (на рисунках 1.2 и 1.3 номера граф показаны в скобках) указывают:

- в графе 1 – наименование документа, если этому документу присвоен код (например, для курсовой работы по теме № 1: Расчет и анализ показателей тягово-сцепных свойств и топливной экономичности трактора. Пояснительная записка);
- в графе 2 – обозначение документа (шифр);
- в графе 4 – литеру документа (в учебных проектах У);
- в графе 7 – порядковый номер листа (для одного листа графа не заполняется);
- в графе 8 – общее количество листов документа;
- в графе 9 – наименование организации и номер учебной группы студента, выпускающего документ (БГАТУ, гр. 47 м);
- в графе 10 – характер работы, выполняемой лицом, подписывающим документ: «разработал» (студент); в следующей строке – «руководитель», далее – «консультант», «нормоконтролер», «зав. кафедрой»;
- в графе 11 – фамилии лиц, подписывающих документ: студента, руководителя, консультанта, нормоконтролера, зав. кафедрой;

– в графе 12 – подписи;

– в графе 13 – даты.

Графы 14–18 в курсовых проектах (работах) не заполняются.

Листы записки имеют сквозную нумерацию арабскими цифрами. Титульному листу, заданию на проектирование, реферату номера присваивают, но не проставляют. Номера страниц начинают проставлять с листа «Содержание».

Иллюстрации (таблицы, чертежи, схемы и т. п.), расположенные на отдельных листах записки, включают в общую нумерацию страниц. При этом лист, формат которого больше формата А4, учитывают как одну страницу.

Размещение текста на поле листа в соответствии с [1, с. 28–29].

### ***Оформление формул***

В пояснительной записке математические формулы могут располагаться внутри текста или отдельными строками. Внутри текста помещают несложные и не дробные формулы. Такие формулы, как правило, не нумеруют.

На отдельных строках приводят более сложные формулы, которые обычно сопровождаются пояснениями примененных символов. При этом выше и ниже формулы необходимо оставлять по одной свободной от записи строке.

Формулы, следующие одна за другой и не разделенные текстом, разделяют запятой.

Если формула не умещается в одну строку, то делается перенос. Переносить формулу на следующую строку допускается только на знаках выполнения операций: плюс (+), минус (–), умножение ( $\times$ ) или на знаках равенства (=), неравенства ( $\neq$ ), знаках соотношений и т. п. При переносах формул знак операции, на котором выполняется перенос, проставляется дважды: в конце первой строки и в начале следующей строки.

Все формулы, помещенные в тексте пояснительной записки, нумеруют арабскими цифрами, которые записывают на уровне формулы справа от нее в круглых скобках в крайнем правом положении на строке.

Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и номера формулы, разделенные точкой, например, (3.1).

В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими стандартами. Первая строка пояснения должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него. Обозначение единиц измерения физических величин в каждом пояснении следует отделять запятой от текста пояснения. Расшифровку буквенного символа производят один раз при первом его использовании в тексте или формуле.

При написании формул следует соблюдать пунктуацию и орфографию математического предложения. В формулах точка как знак умножения перед буквенным символом после скобки и перед скобкой не ставится.

### **Оформление таблиц**

Название таблицы должно отражать содержание таблицы, быть точным, кратким. Название следует размещать над таблицей после слова «Таблица».

При переносе части таблицы на другие страницы название помещают только над первой частью таблицы.

Таблицы, за исключением таблиц приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Допускается нумеровать таблицы в пределах раздела. В этом случае номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенные точкой. *Пример:* «Таблица 1», или «Таблица 1.1», или «Таблица А.1», если она приведена в приложении А.

На все таблицы должны быть приведены ссылки в тексте. При ссылке необходимо писать слово «таблица» с указанием ее номера.

Цифровой материал, как правило, оформляют в виде таблиц в соответствии с рисунком 1.4.

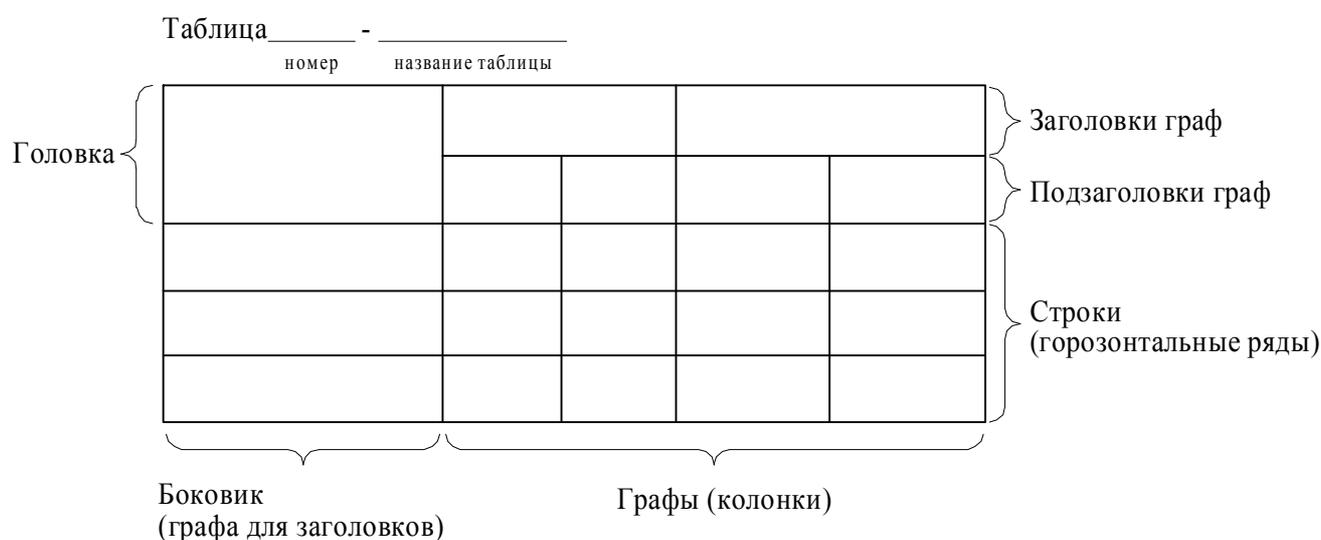


Рисунок 1.4 – Оформление таблицы

Название таблицы выравниваются по ширине без отступа. Шрифт названия таблицы и текста внутри таблицы уменьшить на 2 пт по сравнению с основным текстом пояснительной записки.

Заголовки граф и строк в таблице следует писать с прописной буквы, а подзаголовки граф – со строчной буквы, если они составляют одно предложение с заголовком, или с прописной буквы, если они имеют самостоятельное значение.

В конце заголовков и подзаголовков таблиц точки не ставят.

Требования к заполнению таблиц приведены в [1, с. 36–41].

### ***Оформление иллюстраций***

Количество иллюстраций должно быть достаточным для пояснения излагаемого текста.

Иллюстрации могут быть выполнены на белой бумаге, «миллиметровке», ватмане и т. п. На листах белой бумаги обязательно нанесение масштабных сеток. При использовании в качестве иллюстраций записи самопишущих приборов бумажная лента наклеивается на лист записки. Конкретные рекомендации даются по тексту пособия (раздел 2).

Иллюстрации именуется (обозначаются) словом «Рисунок» и нумеруются арабскими цифрами сквозной нумерацией, даже если в тексте приводится только одна иллюстрация. Слово «Рисунок» с номером помещают под иллюстрацией. При размещении материалов в приложениях последним присваиваются буквенные номера с соответствующими наименованиями.

При большом количестве иллюстраций допускается нумеровать их в пределах раздела. В этом случае указываются номера раздела и рисунка в пределах данного раздела, разделенные точкой.

При ссылках на иллюстрации следует писать «... в соответствии с рисунком 2» при сквозной нумерации, «... в соответствии с рисунком 1.2» при нумерации в пределах раздела.

Иллюстрации должны иметь наименование, которое записывается под иллюстрацией с обозначением. Например, «Рисунок 1 – Расчетная схема трактора».

Слово «Рисунок» и название рисунка выравниваются по центру и пишутся шрифтом на 2 пт меньше, чем текст основной записки.

Если в тексте документа имеется иллюстрация, на которой изображены составные части изделия, то на этой иллюстрации должны быть указаны номера позиций этих составных частей в пределах данной иллюстрации, которые размещают в возрастающей последовательности слева направо.

Листы, на которых размещены иллюстрации, включают в общую нумерацию листов записки.

## 2 Методические рекомендации по выполнению курсовой работы

При выполнении темы 1 студенты руководствуются п. 2.1.1, 2.2, 2.3.1, 2.3.2.1, 2.4, 2.6, темы 2 – п. 2.1.2, 2.2, 2.3.1, 2.3.2.2, 2.3.3, 2.5, 2.6 приведенных методических рекомендаций.

Пример задания, выполнения и оформления курсовой работы по теме 1 приведен в приложении М. Оформление курсовой работы по теме 2 производится аналогично с учетом специфики расчетов для автомобилей. Пример задания и содержания курсовой работы по теме 2 для автомобилей с бензиновым двигателем приведен в приложении Л. Содержание курсовой работы для автомобилей с дизельным двигателем аналогично, но при расчетах и оформлении используется методика для дизельных автомобильных двигателей.

### 2.1 Тяговый расчет и определение основных параметров трактора или автомобиля

При тяговом расчете трактора или автомобиля определяются масса, расчетные (теоретические) скорости движения и требуемая мощность двигателя. Здесь же определяются некоторые параметры ходовой части, трансмиссии и др. [3,4,5,6].

#### 2.1.1 Тяговый расчет и определение основных параметров трактора

При выполнении расчетов по трактору нужно исходить из заданного тягового класса трактора. Тяговый класс трактора характеризуется величиной номинальной силы тяги  $P_{кр н}$ , которую он развивает на стерне средней плотности и нормальной влажности почвы (8...18 %) в зоне максимального значения тягового КПД при эксплуатационной массе предусмотренной технической характеристикой (для колесных тракторов с балластным грузом). При этом буксование не должно выходить за допустимые пределы. Для колесных тракторов допустимое буксование составляет 16 % (4x2) или 14 % (4x4), для гусеничных тракторов – 3 %.

Зона максимальных значений тягового КПД для тракторов 4x2 находится в пределах 60...64 %, для тракторов 4x4 – 65...68 %, для гусеничных – 70...74 %.

Последовательно выполняется несколько этапов расчетов.

### 2.1.1.1 Расчет тягового диапазона трактора

Тяговым диапазоном называется отношение его номинальной силы тяги на крюке  $P_{кр н}$  к минимальной силе тяги  $P_{кр min}$ , с которой он может быть рационально использован. Величина тягового диапазона  $\delta_T$  подсчитывается по формуле:

$$\delta_T = \frac{P_{кр н}}{P_{кр min}} = \varepsilon \frac{P_{кр н}}{P'_{кр н}}, \quad (1)$$

где  $P'_{кр н}$  – номинальная сила тяги, установленная для тракторов предыдущего тягового класса;

$\varepsilon$  – коэффициент расширения тяговой зоны трактора. Рекомендуется  $\varepsilon = 1,25 \dots 1,3$ .

Тяговые классы тракторов приведены в приложении А. Значительный диапазон номинальных тяговых усилий  $P_{кр н}$  для каждого тягового класса связан с большим разбросом физико-механических свойств почв для определения тягового класса, возможным наличием в одном тяговом классе нескольких моделей тракторов.

В курсовой работе при определении тягового диапазона используем значения номинальных крюковых усилий, соответствующие стандартным значениям тягового класса. Например, если в задании указано, что тяговый класс трактора 3, то при расчетах по формуле (1) принимаем  $P_{кр н} = 30000$  Н, а  $P'_{кр н} = 20000$  Н.

Для тракторов, не связанных закономерно с другими тяговыми классами, можно принять тяговый диапазон  $\delta_T = 2$ .

Расчетная минимальная сила тяги на крюке трактора при принятых условиях работы на стерне:

$$P_{кр min} = \frac{P_{кр н}}{\delta_T}. \quad (2)$$

Зная пределы тяговых усилий на крюке, с которыми рассчитываемый трактор должен работать, можно подобрать к нему применительно к тем или иным зональным условиям соответствующий набор сельскохозяйственных машин.

### 2.1.1.2 Расчет массы трактора

Различают:

- конструкционную массу  $m_0$ , т. е. массу трактора в незаправленном состоянии, без тракториста, инструмента, дополнительного оборудования и балласта, кг;
- минимальную эксплуатационную массу  $m_{\min}$ , равную конструкционной, плюс масса заправочных материалов, инструмента и масса тракториста, кг;
- максимальную эксплуатационную массу  $m_{\max}$ , равную  $m_{\min}$  плюс балласт того или иного типа, который может быть применен для увеличения сцепного веса, кг.

Конструкционную массу трактора следует максимально снижать, насколько это выполнимо технически и целесообразно с экономической точки зрения. Основными путями снижения конструкционной массы тракторов являются оптимизация параметров сборочных единиц и трактора в целом, использование традиционных материалов с повышенными механическими свойствами, применение пластмасс, металлокерамики, использование новейших технологий при изготовлении и т. д. Более или менее точно конструкционная масса может быть подсчитана только при реальном проектировании. При выполнении курсовой работы величину ее берут, ориентируясь на показатели современных тракторов (приложение Б). Основой для выбора прототипа является тяговый класс трактора согласно заданию.

С достаточной для учебных расчетов точностью можно принимать, что минимальная эксплуатационная масса трактора  $m_{\min}$  (кг):

$$m_{\min} = (1,05 \dots 1,1)m_0 . \quad (3)$$

Максимальная эксплуатационная масса трактора выбирается с таким расчетом, чтобы при работе в соответствующих условиях с номинальной нагрузкой на крюке сцепной вес трактора (для колесного трактора – это вес, приходящийся на ведущие колеса) был достаточен для обеспечения допустимого буксования ведущих колес (гусениц).

Расчет максимальной эксплуатационной массы трактора  $m_{\max}$  (кг) производится по следующим формулам:

- для колесного трактора 4x2

$$m_{\max} = \frac{K_{\Pi} P_{\text{кр н}}}{g(\varphi_{\text{к доп}} \lambda_{\text{к}} - f)} , \quad (4)$$

– для колесного трактора 4x4 ( $\lambda_k = 1$ ) и гусеничного

$$m_{\max} = \frac{K_{\Pi} P_{\text{кр н}}}{g(\varphi_{\text{к доп}} - f)}, \quad (5)$$

где  $\varphi_{\text{к доп}}$  – допустимая величина коэффициента использования сцепного веса трактора. Для колесных тракторов  $\varphi_{\text{к доп}} = 0,5 \dots 0,65$ ; для гусеничных тракторов  $\varphi_{\text{к доп}} = 0,55 \dots 0,65$ ;

$K_{\Pi}$  – коэффициент возможной перегрузки трактора по тяге. Учитывает, что в процессе работы имеют место значительные колебания тягового сопротивления. Для большинства полевых операций  $K_{\Pi} = 1,27 \dots 1,53$ . Чем выше тяговый класс трактора, тем ниже значение  $K_{\Pi}$ .

$\lambda_k$  – коэффициент нагрузки ведущих колес;

$f$  – коэффициент сопротивления качению;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ .

Для расчетов по формулам (4), (5) принимаем  $\lambda_k = 0,75 \dots 0,80$  (тракторы 4x2), а значение коэффициента сопротивления качению  $f$  на стерне для колесных тракторов – 0,12, для гусеничных – 0,08.

Значение  $P_{\text{кр н}}$  в формулах (1), (2), (4), (5) подставляется в Н.

Если максимальная эксплуатационная масса  $m_{\max}$  больше минимальной  $m_{\min}$ , рассчитываем необходимую массу балласта  $m_{\text{б}}$  (кг):

$$m_{\text{б}} = \lambda_k(m_{\max} - m_{\min}). \quad (6)$$

Этот балласт используется для повышения сцепного веса трактора.

Если максимальная эксплуатационная масса  $m_{\max}$  меньше минимальной  $m_{\min}$ , то для дальнейших расчетов принимаем, что  $m_{\max} = m_{\min}$ .

### 2.1.1.3 Выбор параметров шин (звездочки гусеничного движителя) и определение расчетного радиуса

Распределение нагрузки по мостам трактора зависит от типа агрегируемых машин, силы тяги на крюке. Современные руководства по эксплуатации тракторов «Беларус» рекомендуют делать развесовку тракторов с агрегируемыми машинами и по результату устанавливать давление воздуха в шинах.

В курсовой работе рекомендуется выбрать шины по прототипу трактора. Далее рассчитать распределение нагрузки по мостам, колесам в статистике и выбрать давление воздуха в шинах, соответствующее этой нагрузке (приложение В). Если в указанном приложении нет шины, соответствующей прототипу, то выбирается наиболее близкая по размерам шина. При нагрузках на колесо, ниже указанных в приложении В, выбирается минимальное из приведенных значений давление воздуха. Например, для колеса с шиной 11,2–20 (таблица В.1) рассчитана нагрузка 700 кг. В приложении В указана минимальная нагрузка 765 кг при давлении воздуха в шине 100 кПа. Поэтому при рассчитанной нагрузке 700 кг выбираем давление воздуха 100 кПа, а не ниже.

Для большинства современных колесных тракторов 4х2 и 4х4а нагрузку в статике на заднее  $m_k$  (кг) и переднее  $m_{п}$  (кг) колесо можно принять:

$$m_k = \frac{1}{2} (0,59 \dots 0,67) m_{\max} , \quad (7)$$

$$m_{п} = \frac{1}{2} (0,33 \dots 0,41) m_{\max} . \quad (8)$$

Для тракторов тягового класса 5 и выше:

$$m_k = \frac{1}{2} (0,53 \dots 0,56) m_{\max} ; \quad (9)$$

$$m_k = \frac{1}{2} (0,44 \dots 0,47) m_{\max} . \quad (10)$$

Для тракторов 4К4б (шины одного типоразмера) нагрузка на колеса:

$$m_k = \frac{1}{2} (0,35 \dots 0,45) m_{\max} . \quad (11)$$

$$m_{п} = \frac{1}{2} (0,55 \dots 0,65) m_{\max} . \quad (12)$$

При расчетах можно также ориентироваться на распределение эксплуатационной массы по мостам трактора-прототипа (приложение Б).

По рассчитанной нагрузке подбираем давление воздуха в шинах. При эксплуатации трактора выбранное давление воздуха корректируется в зависимости от скорости движения, дорожных условий, тяговой нагрузки, перераспределения веса от агрегатируемых машин.

Для дальнейших расчетов необходимо знать расчетный радиус  $r_k$  (м) колес или гусениц. Рекомендуется принять его равным статическому радиусу колеса основного моста или радиусу звездочки трактора-прототипа (приложение Б).

Если данных по прототипу нет, то  $r_k$  вычисляется по формулам:

$$\text{для колес} \quad r_k = (0,9 \dots 0,95) D/2, \quad (13)$$

$$\text{для гусениц} \quad r_k = \frac{l_{зв} z_k}{2\pi}, \quad (14)$$

где  $D$  – наружный диаметр шины, м;

$l_{зв}$  – шаг гусеничного звена, м;

$z_k$  – число активно действующих зубьев ведущего колеса (звездочки).

Подробная информация по параметрам шин тракторов приведена в ГОСТ 7463-2003. Примеры расшифровки обозначений тракторных шин приведены в приложении В.

#### 2.1.1.4 Расчет номинальных теоретических скоростей движения трактора и передаточных чисел трансмиссии

Теоретические скорости на основных передачах трактора рассчитывают при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя. На этих передачах выполняется большинство сельскохозяйственных операций. Для выполнения курсовой работы число скоростей (передач)  $z$  задается 4...6.

При предварительных расчетах ряд основных скоростей тракторов строится по принципу геометрической прогрессии, знаменатель которой  $q$ . Полученный в этом случае ряд называется геометрическим. Он имеет вид:

$$\frac{V_{Hz}}{V_{H(z-1)}} = \dots = \frac{V_{H3}}{V_{H2}} = \frac{V_{H2}}{V_{H1}} = q. \quad (15)$$

Индексами 1... $z$  обозначены номера передач.

Значение низшей основной скорости  $V_{H1}$  и число  $z$  основных скоростей указываются в задании. Остальные основные скорости подсчитываются, исходя из установленного значения  $q$  знаменателя геометрического ряда, т. е.

$$V_{H2} = V_{H1}q ; V_{H3} = V_{H2}q = V_{H1}q^2 ; \dots V_{Hz} = V_{H1}q^{z-1}. \quad (16)$$

Значение  $q$  можно определить при известном диапазоне основных скоростей трактора  $\delta_{v \text{ осн}}$ :

$$q = \sqrt[z]{\delta_{v \text{ осн}}}. \quad (17)$$

Диапазоном основных скоростей называется отношение высшей основной скорости  $V_{Hz}$  к низшей  $V_{H1}$ . Его можно выразить также через передаточные числа трансмиссии:

$$\delta_{v \text{ осн}} = \frac{V_{Hz}}{V_{H1}} = \frac{i_{\text{тр}1}}{i_{\text{тр}z}}, \quad (18)$$

где  $i_{\text{тр}1}$  и  $i_{\text{тр}z}$  – передаточные числа трансмиссии трактора соответственно на низшей и высшей основных передачах.

Скорость  $V_{H1}$  должна обеспечивать полную загрузку двигателя на номинальную величину  $M_H$  крутящего момента при работе трактора с номинальной силой тяги на крюке  $P_{\text{кр}H}$ . Эксплуатационная масса при этом должна быть максимальной  $m_{\text{max}}$ .

Скорость  $V_{Hz}$  должна применяться при работе с минимальной силой тяги на крюке  $P_{\text{кр} \text{ min}} = P_H / \delta_T$ , на которую рассчитан трактор. В этом случае достаточно иметь минимальную эксплуатационную массу  $m_{\text{min}}$  и может быть допущена загрузка двигателя на величину  $\gamma_{\text{д} \text{ min}} = 0,85 \dots 0,90$ .

При выполнении указанных условий:

$$\delta_{v \text{ осн}} = \gamma_{\text{д} \text{ min}} \delta_T \frac{P_{\text{кр}H} + fgm_{\text{max}}}{P_{\text{кр}H} + f\delta_T gm_{\text{min}}}. \quad (19)$$

Для практических расчетов используют формулу:

$$\delta_{v \text{ осн}} \cong \delta_T \gamma_{\text{д} \text{ min}}. \quad (20)$$

Таким образом, при известных тяговом диапазоне  $\delta_T$  (см. п. 2.1.1.1), допустимой нагрузке двигателя  $\gamma_{д \min} = 0,85...0,90$  и скорости  $V_{H1}$  на первой передаче последовательно выполняем расчеты по выражениям (20), (17), (16) и определяем номинальные теоретические основные скорости движения трактора.

Для реализации рассчитанных скоростей движения на заданном режиме работы двигателя ( $n = n_H$ ) необходимо обеспечить соответствующий ряд передаточных чисел трансмиссий  $i_{тр1}, i_{тр2}...i_{трz}$ . Для заданного в курсовой работе числа передач (4...6) в приложении Г приведены упрощенные кинематические схемы трансмиссий. Конкретная схема выбирается в соответствии с заданием на курсовую работу. Передаточное число трансмиссии трактора:

$$i_{тр} = i_0 i_k, \quad (21)$$

где  $i_0$  – передаточное число ведущего моста;  
 $i_k$  – передаточное число коробки передач.

Передаточное число  $i_0$ , как правило, величина постоянная. Его значения для тракторов составляют 15...27. При выполнении курсовой работы  $i_0$  выбирают по прототипу (приложение Б). После этого рассчитываются передаточные числа коробки передач  $i_{к1}, i_{к2}...i_{кz}$ :

$$i_k = \frac{\pi n_H}{30 i_0 V_H} r_k, \quad (22)$$

где  $n_H$  – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$  (значение  $n_H$  указывается в задании по теме);

$r_k$  – расчетный радиус ведущих колес (ведущей звездочки гусеницы) трактора, м (п. 2.1.1.3).

Переменной в формуле (22) является только скорость движения. Значения скоростей для разных передач определены выше.

Исходя из полученных значений  $i_k$  по формуле (21), рассчитываем передаточные числа трансмиссии  $i_{тр}$  для всех передач.

Выше рассмотрен расчет скоростей и передаточных чисел наиболее простых механических трансмиссий. В таких трансмиссиях передаточное число одной зубчатой пары должно находиться, как правило, в пределах 1,5...3, количество зуб-

чатых пар, находящихся в зацеплении в коробке передач на соответствующей передаче обычно не превышает 2...4, а во всей трансмиссии – 4...6 пар.

Обеспечить точное значение рассчитанных скоростей конструкцией трансмиссии не всегда возможно из-за того, что числа зубьев шестерен целые числа. Соответственно, будут отличаться передаточные числа трансмиссии и расчетные скорости движения. Не строго будет соблюдаться и геометрический ряд передач. Причем это может делаться конструктором и целенаправленно. Перечисленные особенности учитываются при проектировочном расчете с учетом назначения машин, статистических данных по аналогичным объектам и более точными методами. В курсовой работе для дальнейших расчетов принимаем полученные выше значения расчетных скоростей движения и передаточных чисел.

### 2.1.1.5 Расчет номинальной мощности двигателя, устанавливаемого на тракторе

Под номинальной мощностью двигателя понимаем максимальное (расчетное) значение мощности, которое должен обеспечить двигатель для реализации номинального тягового усилия трактора при номинальной частоте вращения коленчатого вала и заданной скорости движения.

Расчет номинальной мощности двигателя  $N_{ен}$  (кВт) производим по формуле:

$$N_{ен} = \frac{(P_{крн} + gfm_{max})V_{н1}}{10^3 \eta_{тр1} \gamma_{д min}}, \quad (23)$$

где  $\eta_{тр1}$  – КПД трансмиссии на первой передаче.

Значения коэффициента сопротивления качению  $f$  по п. 2.1.1.2.

При определении КПД трансмиссии нужно учитывать потери, возникающие при передаче нагрузки, и потери холостого хода. Применительно к заданным кинематическим схемам (приложения Г, Ж):

$$\eta_{тр} = \eta_x \eta_{ц}^{n_{ц}} \eta_{к}^{n_{к}} \eta_{пл}^{n_{пл}} \eta_{дм}, \quad (24)$$

где  $\eta_x$  – КПД, учитывающий потери холостого хода ( $\eta_x = 0,95...0,97$ );

$\eta_{ц}$  и  $\eta_{к}$  – соответственно КПД цилиндрической и конической пар шестерен ( $\eta_{ц} = 0,98...0,99$ ,  $\eta_{к} = 0,97...0,98$ );

$n_{ц}$  и  $n_{к}$  – число соответствующих пар шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче;

$\eta_{пл}$  – КПД планетарного редуктора конечной передачи ( $\eta_{пл} = 0,95 \dots 0,98$ );

$n_{пл}$  – количество планетарных редукторов;

$\eta_{дм}$  – КПД дополнительного ведущего моста (при колесной формуле 4x4, 6x6). Использование  $\eta_{дм}$  в курсовой работе позволяет не усложнять кинематические схемы трансмиссии. С учетом конструкций трансмиссий дополнительных мостов  $\eta_{дм} = 0,94 \dots 0,98$ . Нижние значения более характерны для тракторов, верхние – для автомобилей.

Таким образом, чтобы определить КПД трансмиссии на первой передаче  $\eta_{тр1}$  при расчете номинальной мощности необходимо по кинематической схеме посчитать соответствующие работающие пары шестерен, планетарные редукторы и с учетом значений их КПД выполнить расчет по формуле (24).

В этом разделе выполняется также расчет КПД трансмиссии на остальных передачах  $\eta_{тр2}, \eta_{тр3} \dots \eta_{трz}$ . Результаты заносятся в таблицу, прилагаемую к кинематической схеме.

Кинематическая схема трансмиссии и заполненная таблица ( $i_k, i_{тр}, \eta_{тр}$ ) изображаются на листе формата А4 и помещаются по тексту записки.

Результаты тягового расчета сводятся в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты тягового расчета трактора

Тяговый класс трактора	Прототип	Масса трактора, кг			Расчетные основные скорости, м/с						Номинальная мощность двигателя, $N_{ен}$ , кВт	Шины	$r_k$ , м	Давление воздуха в шинах, кПа	
		$m_0$	$m_{min}$	$m_{max}$	I	II	III	IV	V	VI					

### 2.1.2 Тяговый расчет и определение основных параметров автомобиля

Ниже приводится порядок расчета массы автомобиля, мощности его двигателя для движения с заданной скоростью, нагрузки на колеса и выбора шин, размеров платформы. Расчет теоретических скоростей движения и передаточных чисел трансмиссии выполняется в п. 2.5.1.

### 2.1.2.1 Расчет массы автомобиля

За основу расчета берется приведенная в задании грузоподъемность автомобиля.

Масса снаряженного автомобиля  $m_c$  (кг) связана с его грузоподъемностью  $m_r$  (кг) зависимостью:

$$m_c = \frac{m_r}{\eta_r}, \quad (25)$$

где  $\eta_r$  – коэффициент грузоподъемности автомобиля.

У грузовых автомобилей сельскохозяйственного назначения  $\eta_r = 0,8...1,3$ . Чем больше грузоподъемность автомобиля, тем выше значение  $\eta_r$ . У малотоннажных автомобилей ( $m_r = 500...1500$  кг)  $\eta_r = 0,5...0,8$ . Для специальных автомобилей высокой проходимости коэффициент грузоподъемности ниже, чем для автомобилей общего назначения.

При выборе коэффициента  $\eta_r$  можно ориентироваться также на справочные технические показатели соответствующих грузовых автомобилей-прототипов (приложение Д). Основой для выбора прототипа является назначение автомобиля, грузоподъемность, колесная формула.

Коэффициент грузоподъемности существенно влияет на динамические и экономические показатели автомобиля: чем он больше, тем лучше эти показатели. Поэтому при выполнении курсовой работы следует стремиться к повышению коэффициента грузоподъемности, насколько это технически возможно и экономически целесообразно.

Полная масса грузового автомобиля  $m_a$  (кг) включает массу снаряженного автомобиля и массу груза:

$$m_a = m_c + m_r. \quad (26)$$

### 2.1.2.2 Выбор параметров шин и определение расчетного радиуса колес автомобиля

Первоначально следует ознакомиться с содержанием п. 2.1.1.3.

При полностью груженом автомобиле  $2/3...3/4$  или  $65...75\%$  от его полной массы  $m_a$  (грузоподъемность плюс масса автомобиля) приходится на заднюю ось и  $1/3...1/4$  или  $25...35\%$  – на переднюю. Тогда нагрузка на заднюю ось  $m_3$  (кг):

$$m_3 = (0,65...0,75) m_a. \quad (27)$$

Задние колеса грузовых автомобилей грузоподъемностью 3...12 т, как правило, сдвоенные, поэтому нагрузка на одно колесо  $m_k$  (кг):

$$m_k = \frac{(0,65...0,75)m_a}{4}. \quad (28)$$

Грузовые автомобили грузоподъемностью 12 т и более обычно трехосные, т. е. используется дополнительно промежуточная ось. Тогда масса, приходящаяся на одно колесо задней тележки, определяется из условия:

$$m_k = \frac{(0,65...0,75)m_a}{8}. \quad (29)$$

Нагрузка на переднее колесо:

$$m_{\text{п}} = \frac{(0,25...0,35)m_a}{2}. \quad (30)$$

Шины можно подобрать по нагрузке. Однако учитывая, что от шин зависят компоновочные решения, положение центра тяжести и др., рекомендуется выбрать шины по прототипу автомобиля. Далее, исходя из рассчитанных нагрузок, определяется давление воздуха в выбранных шинах (приложение Е). Причем, значения давления воздуха в передних и задних шинах могут быть разными.

Необходимый для дальнейших расчетов радиус колеса  $r_k$  принимаем равным статистическому (приложение Д). Если данных по статистическому радиусу колес нет, вычисляем  $r_k$  (м) по формуле:

$$r_k = 0,5d + (0,8...0,9) B_{\text{ш}}, \quad (31)$$

где  $d$  – посадочный диаметр шины, м;

$B_{\text{ш}}$  – ширина профиля шины, м.

Оба показателя присутствуют в маркировке шин. Ниже приведены примеры:

Марка шины	Ширина профиля шины	Посадочный диаметр шины
8,25 R 20	8,25 дюйм	20 дюйм
300 R 508	300 мм	508 мм
235/75 R 17,5	235 мм	17,5 дюйм

Справочно: 1 дюйм = 25,4 мм = 0,0254 м.

Более полная информация по автомобильным шинам приведена в ГОСТ 5513-97 и ГОСТ 4754-97.

### 2.1.2.3 Расчет номинальной (максимальной) мощности двигателя автомобиля

Мощность двигателя  $N_{ен}$  (кВт), необходимая для движения полностью груженого автомобиля со скоростью  $V_{maxz}$  (м/с) в заданных дорожных условиях, характеризующихся приведенным коэффициентом сопротивления дороги  $\psi$ , определяются из зависимости:

$$N_{ен} = \frac{(\psi m_a g + P_w) V_{maxz}}{10^3 \eta_{тp z}}, \quad (32)$$

где  $P_w$  – сила сопротивления воздуха (Н) при движении с максимальной скоростью  $V_{maxz}$ ;

$\eta_{тp z}$  – КПД трансмиссии на высшей передаче. Расчет КПД трансмиссии проводим в соответствии с п. 2.1.1.5 (формула (24)) и принятой в зависимости от количества передач (см. задание) схемы трансмиссии (приложение Ж). Полная масса  $m_a$  рассчитана выше;

$\psi$  – приведенный коэффициент сопротивления дороги (подробнее в п. 2.5.2).

Для условий работы сельскохозяйственных автомобилей принимаем  $\psi = 0,04$ .

Сила сопротивления воздуха  $P_w$  (Н) зависит от коэффициента обтекаемости  $k_w$  ( $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ ), площади лобовой поверхности  $F_a$  ( $\text{м}^2$ ) автомобиля и скоростного режима движения. Определяется по формуле:

$$P_w = k_w F_a V^2. \quad (33)$$

Значение скорости для рассматриваемого случая  $V = V_{maxz}$  (м/с) и указано в задании.

Коэффициент обтекаемости  $y$  современных бортовых автомобилей  $k_w = 0,50 \dots 0,70$ , для автомобилей с кузовом фургон  $k_w = 0,50 \dots 0,60$ . Чем совершеннее аэродинамические формы автомобиля, тем ниже коэффициент обтекаемости.

Площадь лобовой поверхности  $F_a$  ( $\text{м}^2$ ) может быть подсчитана по формуле:

$$F_a = BH, \quad (34)$$

где  $B$  – колея задних колес, м;  
 $H$  – высота автомобиля (по кабине), м.

Данные по значениям  $B$ ,  $H$  прототипов приведены в приложении Д.

Приближенно  $H$  можно выбирать из следующих значений:

для автомобилей грузоподъемностью до 8000 кг  $H = 2...2,6$  м;

для автомобилей грузоподъемностью свыше 8000 кг  $H = 3,0...3,7$  м.

Колея задних колес современных грузовых автомобилей номинальной грузоподъемностью 1...12 т составляет 1,45...2,0 м. Чем выше грузоподъемность, тем больше значение  $B$ . При грузоподъемности до 3 т можно принимать  $B = 1,45...1,7$  м; при грузоподъемности 3...8 т – 1,7...1,85 м; при грузоподъемности свыше 8 т – 1,8...2,1 м.

#### 2.1.2.4 Определение вместимости и геометрических размеров платформы

Выразим грузоподъемность  $m_T$  в тоннах (т) и выбираем вместимость платформы  $V_K$  (м<sup>3</sup>) из условия:

$$V_K = m_T/k_T. \quad (35)$$

Для бортового автомобиля  $k_T$  (т/м<sup>3</sup>) принимается:

– при грузоподъемности до 8 т –  $k_T = 0,7...0,8$ ;

– при грузоподъемности свыше 8 т –  $k_T = 0,6...0,75$ ;

– для автомобилей-самосвалов –  $k_T = 0,6...0,7$ .

Определив  $V_K$ , подбираем внутренние размеры платформы автомобиля в м:  $b_K$ ,  $h_K$ ,  $l_K$ . Допускаем  $V_K = b_K h_K l_K$ .

Ширина платформы:

$$b_K = (1,15...1,40)B. \quad (36)$$

Высота платформы определяется по зависимости:

$$h_K = \frac{V_K}{b_K l_K} \quad (37)$$

Длину платформы  $l_K$  выбираем исходя из рекомендаций:

- 2,5...2,7 м – для автомобилей малой грузоподъемности;
- 3...4 м – для автомобилей общего назначения грузоподъемностью 2...4 т;
- 4,5...6 м – для автомобилей общего назначения грузоподъемностью 6...10 т;
- 3...5 м – для автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 2,5...7,0 т;
- 5...7,5 м – для автомобилей грузоподъемностью свыше 10 т;
- 3...4 м – для автомобилей повышенной проходимости.

Результаты расчетов сводятся в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Результаты расчетов основных параметров автомобиля

Грузоподъемность, кг	Прототип	Масса автомобиля, кг		Номинальная мощность двигателя, $N_{ен}$ , кВт	Шины	Давление воздуха в шинах, кПа	$r_k$ , м	Объем платформы, $m^3$
		$m_c$	$m_a$					

## 2.2 Тепловой и динамический расчет двигателя

Цель теплового расчета: определение индикаторных и эффективных показателей рабочего цикла, основных размеров, КПД и топливной экономичности проектируемого двигателя.

Исходными данными для расчетов являются определенная при тяговом расчете проектируемой машины номинальная (максимальная) мощность двигателя  $N_{ен}$  (кВт), а также заданные в задании частота вращения коленчатого вала двигателя при номинальной (максимальной) мощности  $n_n$  в  $мин^{-1}$ , степень сжатия  $\epsilon$ , рекомендуемое число цилиндров  $i$  и их расположение (рядный –  $L$ ,  $V$ -образный –  $V$ ), а также наличие турбонаддува. Например, если в задании указано  $6L$ , то это шестицилиндровый рядный двигатель. Если задано  $8V$ , то это восьмицилиндровый  $V$ -образный двигатель. Другие значения необходимых параметров приводятся в тексте. При недостатке данных сведения берутся по прототипу (приложение 3).

При выполнении теплового расчета двигателя в первую очередь определяются параметры состояния газов – рабочего тела (абсолютное давление  $p$  и абсолютная температура  $T$ ) в характерных точках индикаторной диаграммы. Такими точками являются:  $a$  – конец впуска;  $c$  – конец сжатия;  $z$  – конец сгорания;  $b$  – конец расширения и  $r$  – конец выпуска [7, 8, 9, 10].

## 2.2.1 Расчет индикаторных параметров цикла четырехтактного дизеля

### 2.2.1.1 Давление $p_a$ и температура $T_a$ в конце впуска

Значения  $p_a$  (МПа) и  $T_a$  (К) рассчитываются по формулам:

$$p_a = \frac{p_0 \eta_v (\varepsilon - 1) T'_0 + p_r T_0}{\varepsilon T_0} ; \quad (38)$$

$$T_a = \frac{\varepsilon p_a T_0}{\eta_v (\varepsilon - 1) p_0 + \frac{T_0}{T_r} p_r} , \quad (39)$$

где  $\eta_v$  – коэффициент наполнения;

$p_0$  и  $T_0$  – соответственно, давление и температура окружающей среды;

$T'_0$  – температура свежего заряда с учетом его подогрева при впуске;

$p_r$  и  $T_r$  – соответственно, давление и температура отработавших газов;

$\varepsilon$  – степень сжатия (по заданию).

$$T'_0 = T_0 + \Delta T , \quad (40)$$

где  $\Delta T$  – подогрев свежего заряда от деталей выпускной системы.

Для дизелей со свободным впуском:

$$\eta_v = 0,8 \dots 0,85;$$

$$p_0 = 0,1 \text{ МПа};$$

$$T_0 = 273 + 20 = 293 \text{ К};$$

$p_r = 0,105 \dots 0,125$  МПа. Для быстроходных двигателей принимают большие значения;

$T_r = 600 \dots 900$  К. Чем выше степень сжатия и ниже частота вращения, тем меньше  $T_r$ ;

$\Delta T = 5 \dots 40$  К. Чем быстроходней двигатель, тем меньше подогрев воздуха.

Для дизелей с наддувом  $\eta_v = 0,9 \dots 0,97$ ;  $\Delta T = 0 \dots 10$  К. Значения  $p_0$  и  $T_0$  принимаются равными давлению и температуре на выходе из компрессора  $p_k$  и  $T_k$ . Последние рассчитываются исходя из  $p_0$  и  $T_0$  дизеля со свободным впуском (см. выше) по формулам:

$$p_k = (1,4 \dots 2,0) p_0; \quad (41)$$

$$T_k = T_0 (p_k / p_0)^{(n_k - 1) / n_k}. \quad (42)$$

Здесь показатель политропы сжатия в компрессоре (нагнетателе)  $n_k = 1,4 \dots 1,8$ .

Значения параметров остаточных газов:  $p_r = (0,8 \dots 0,90) p_k$ ,  $T_r = 600 \dots 900$  К.

### 2.2.1.2 Давление $p_c$ и температура $T_c$ в конце сжатия

Расчет  $p_c$  и температура  $T_c$  выполняем по формулам:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}; \quad (43)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}; \quad (44)$$

где  $n_1$  – показатель политропы сжатия. Определяем по формуле В.А. Петрова:

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n_n}, \quad (45)$$

где  $n_n$  – номинальная частота вращения вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ . У современных дизелей со скоростью поршня в пределах  $7 \dots 11$  м/с  $n_1 = 1,32 \dots 1,40$ .

### 2.2.1.3 Давление $p_z$ и температура $T_z$ в конце сгорания (расчет процесса сгорания)

Для дизельных двигателей принимаем, что процесс сгорания происходит по смешанному циклу (при  $V = \text{const}$  и  $p = \text{const}$ ). На рисунке 2.1 это участки  $c-z'$  и  $z'-z$ .

Определяем количество газов, находящихся в цилиндре в конце процесса сжатия.

Теоретическое количество воздуха в кг  $L'_0$  (кг/кг топлива) или киломолях  $L_0$  (кмоль/кг), необходимое для сгорания 1 кг топлива (с составом  $C$  – кг углерода,  $H$  – кг водорода и  $O$  – кг кислорода):

$$L'_0 = (8C / 3 + 8H - O) / 0,23; \quad (46)$$

$$L_0 = L'_0 / 29, \quad (47)$$

где  $C$ ,  $H$  и  $O$  – весовая доля соответствующих компонентов в 1 кг топлива. Для дизельного топлива можно принимать:  $C = 0,857$ ;  $H = 0,133$ ;  $O = 0,01$ .

Действительное количество воздуха  $L$  (кмоль/кг), необходимое для сгорания 1 кг топлива, поступившего в цилиндр:

$$L = \alpha L_0, \quad (48)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха.

Количество свежего заряда  $M_1$  (кмоль/кг) равно:

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/\mu_T, \quad (49)$$

где  $\mu_T$  – молекулярная масса дизельного топлива ( $\mu_T = 190$  кг/кмоль). Так как величиной  $1/\mu_T$  можно пренебречь, то

$$M_1 = L = \alpha L_0. \quad (50)$$

Значение  $\alpha$  принимается в пределах: дизели с разделенными камерами сгорания  $\alpha = 1,2 \dots 1,5$ ; дизели с неразделенными камерами сгорания  $\alpha = 1,6 \dots 1,8$ ; дизели с наддувом  $\alpha = 1,5 \dots 2,0$ .

Помимо поступившего воздуха в цилиндре находятся остаточные газы, количество которых  $M_r$  (кмоль/кг)

$$M_r = \gamma_r \alpha L_0, \quad (51)$$

где  $\gamma_r$  – коэффициент остаточных газов. Величина  $\gamma_r$  определяется из уравнения:

$$\gamma_r = \frac{p_r T_0}{p_0 T_r \eta_v (\epsilon - 1)}. \quad (52)$$

Общее количество газов, находящихся в цилиндре в конце сжатия

$$M_c = M_1 + M_r. \quad (53)$$

Определяем количество газов, находящихся в цилиндре в конце сгорания.

Количество продуктов сгорания  $M_2$  (кмоль/кг) (при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha > 1$ ) определяется по формуле

$$M_2 = \alpha L_0 + H/4 + O/32. \quad (54)$$

С учетом остаточных газов количество газов, находящихся в цилиндре в конце сгорания

$$M_z = M_2 + M_r. \quad (55)$$

Исходя из полученных значений  $M_z$  и  $M_c$ , рассчитываем коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси:

$$\mu = M_z / M_c. \quad (56)$$

Давление в конце сгорания  $p_z$  (МПа) для цикла со смешанным подводом тепла определяется по формуле

$$p_z = \lambda_p p_c, \quad (57)$$

где  $\lambda_p$  – степень повышения давления при сгорании смеси. Для дизелей с неразделенной камерой сгорания значение  $\lambda_p$  составляет 1,7...2,2. При наличии наддува  $\lambda_p = 1,8...2,3$ .

Температура  $T_z$  определяется из уравнения сгорания, которое для дизелей ( $\alpha > 1$ ) имеет следующий вид (цикл со смешанным подводом тепла):

$$(mC_v + 8,314\lambda_p)T_c + \frac{\xi H_u}{\alpha L_0(1 + \gamma_r)} = mC_p \mu T_z, \quad (58)$$

где  $mC_v$  – средняя молярная теплоемкость свежего заряда при постоянном объеме, (кДж/(кмоль·К));

$mC_p$  – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении, (кДж/(кмоль·К));

$\xi$  – коэффициент использования теплоты;

$H_u$  – теплота сгорания (для дизельного топлива –  $H_u = 42500$  кДж/кг).

У четырехтактных дизелей коэффициент использования теплоты  $\xi = 0,8 \dots 0,9$ . Более высокие значения коэффициента  $\xi$  соответствуют быстроходным дизелям с неразделенной камерой сгорания. Средние теплоемкости  $mC_v$  и  $mC_p$  (кДж/(кмоль·К)) определяются приближенно по формулам:

$$mC_v = 20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} T_c. \quad (59)$$

$$mC_p = 8,314 + (20,1 + 0,921/\alpha) + (13,82/\alpha + 15,49) 10^{-4} T_z. \quad (60)$$

Подставив в уравнения (59) и (60) известные значения  $T_c$  и  $\alpha$ , определяем теплоемкости  $mC_v$  и  $mC_p$ . Неизвестно только  $T_z$  (К). Далее полученные теплоемкости и другие известные величины подставляем в уравнение сгорания (58). В процессе решения приходим к уравнению вида:

$$AT_z^2 + BT_z + C = 0. \quad (61)$$

Следовательно,

$$T_z = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}, \quad (62)$$

где  $A$ ,  $B$ ,  $C$  – полученные при расчетах по формулам (58), (59), (60) числовые значения.

Рассмотрим расчет  $T_z$  на конкретном примере.

Исходя из предшествующих расчетов, имеем значения:  $\lambda_p = 1,9$ ;  $\xi = 0,77$ ;  $\gamma_r = 0,036$ ;  $\mu = 1,033$ ;  $\alpha = 1,7$ ;  $\alpha L_0 = 0,85$  кмоль/кг;  $T_c = 781$  К.

Тогда по формуле (59)

$$mC_v = 20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} \cdot 781 = 21,52 \text{ кДж/(кмоль·К)}.$$

По формуле (60)

$$mC_p = 8,314 + \left( 20,1 + \frac{0,921}{1,7} \right) + \left( \frac{13,82}{1,7} + 15,49 \right) 10^{-4} T_z = 28,95 + 23,62 \cdot 10^{-4} T_z.$$

Подставим полученные значения  $mC_v$  и  $mC_p$  в уравнение сгорания (58)

$$(21,52 + 8,314 \cdot 1,9) \cdot 781 + \frac{0,77 \cdot 42500}{0,85(1+0,036)} = (28,95 + 23,62 \cdot 10^{-4} T_z) \cdot 1,033 \cdot T_z.$$

После вычислений приходим к выражению

$$66306 = 29,9 T_z + 24,4 \cdot 10^{-4} T_z^2$$

$$\text{или } 24,4 \cdot 10^{-4} T_z^2 + 29,9 T_z - 66306 = 0.$$

Из последнего выражения по формуле (62) получим

$$T_z = \frac{-29,9 \pm \sqrt{29,9^2 - 4 \cdot 24,4 \cdot 10^{-4} \cdot (-66306)}}{2 \cdot 24,4 \cdot 10^{-4}} = \frac{-29,9 \pm \sqrt{1541}}{48,8 \cdot 10^{-4}} = \frac{9,36 \cdot 10^4}{48,8} = 1918 \text{ К.}$$

#### 2.2.1.4 Давление $p_b$ и температура $T_b$ в конце расширения

Для выполнения расчетов необходимо найти степень предварительного расширения  $\rho = \frac{V_z}{V_c}$  и степень последующего расширения  $\delta = \frac{V_b}{V_z}$ .

Степень предварительного расширения рассчитывается по формуле:

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda_p T_c}. \quad (63)$$

Для дизелей с неразделенной камерой сгорания значения  $\rho$  составляют 1,2...1,43.

Степень последующего расширения определяем по формуле:

$$\delta = \varepsilon / \rho. \quad (64)$$

Давление в конце расширения  $p_b$  (МПа):

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}. \quad (65)$$

Температура в конце расширения  $T_b$  (К):

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} . \quad (66)$$

В формулах (65) и (66)  $n_2$  – показатель политропы расширения. Значение  $n_2$  определяем по формуле В. А. Петрова

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n_H} . \quad (67)$$

У дизелей  $n_2 = 1,18 \dots 1,28$ . Чем выше коэффициент использования теплоты и чем меньше потери теплоты на линии расширения, тем ниже  $n_2$ .

### 2.2.1.5 Давление и температура в конце выпуска

Выпуск в двигателях начинается при давлении в цилиндрах 0,4...0,7 МПа. В конце выпуска (точка  $r$  на рисунке 2.1, 2.2) над поршнем остается объем камеры сгорания, заполненный остаточными газами. Значения параметров  $p_r$  и  $T_r$  приведены в п. 2.2.1.1.

После определения параметров в конце расширения выполняется оценка правильности выбора значения температуры отработавших газов, сделанной в начале теплового расчета, по формуле Е. К. Мазинга:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}} . \quad (68)$$

Полученное значение температуры  $T_r$  по формуле (68) и значение, принятое в начале расчета, не должны отличаться более чем на 10 %. В противном случае расчет следует повторить, приняв в начале другое значение  $T_r$ . Допускается уточнить  $n_2$  в рекомендованных пределах.

### 2.2.2 Особенности расчета четырехтактного двигателя с искровым зажиганием, работающего на бензине

Содержание и порядок теплового расчета автомобильного четырехтактного двигателя с искровым зажиганием такие же, как при тепловом расчете тракторно-

го (автомобильного) дизеля (см. п. 2.2.1). Ниже приводятся только особенности теплового расчета двигателя с искровым зажиганием, работающего на жидком топливе – бензине.

### 2.2.2.1 Давление $p_a$ и температура $T_a$ в конце впуска

Расчет  $p_a$  и  $T_a$  производится по формулам (38) и (39).

Берутся следующие значения входящих в эти формулы величин:

$\eta_v = 0,75 \dots 0,85$ ;  $T_0 = 293$  К;  $\Delta T = 0 \dots 25$  К;  $p_0 = 0,1$  МПа;  $p_r = 0,102 \dots 0,12$  МПа;  
 $T_r = 900 \dots 1100$  К.

### 2.2.2.2 Давление $p_c$ и температура $T_c$ в конце сжатия

Расчет  $p_c$  и  $T_c$  производится по формулам (43) и (44). Показатель политропы сжатия рассчитывается по формуле (45). Значения этого показателя для бензиновых двигателей составляют, как правило,  $1,35 \dots 1,39$ . Чем выше скорость поршня, тем больше  $n_1$ .

### 2.2.2.3 Давление $p_z$ и температура $T_z$ в конце сгорания (расчет процесса сгорания)

Принимаем, что в бензиновых двигателях процесс сгорания происходит при постоянном объеме ( $V = \text{const}$ ). На рис. 2.2 это участок  $c - z$ .

Для определения количества газов, находящихся в цилиндре в конце процесса сжатия, расчет начинаем по формулам (46)... (53). При этом учитываем следующее:

– доля составляющих компонентов в 1 кг бензина:  $C = 0,855$ ;  $H = 0,145$ ;  
 $O = 0$ ;

– коэффициент избытка воздуха у двигателей с искровым зажиганием, работающих на бензине, на номинальном режиме  $\alpha = 0,85 \dots 0,95$ ;

– молекулярная масса бензина  $\mu_T = 110 \dots 115$  кг/кмоль.

Поскольку для бензиновых двигателей  $\alpha < 1$ , формула (54) принимает следующий вид:

$$M_2 = \alpha L_0 + H/4 + O/32 + 0,21L_0(1-\alpha). \quad (69)$$

Далее расчет выполняется по формулам (55) и (56).

Давление  $p_z$  определяется по формуле (57). Для бензиновых двигателей  $\lambda_p = 3 \dots 4$ .

Температура  $T_z$  определяется из уравнения:

$$mC_v T_c + \xi(H_u - \Delta H_u)/\alpha L_0 (1 + \gamma_r) = mC'_v \mu T_z, \quad (70)$$

где  $mC'_v$  – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания жидкого топлива;  
 $mC_v$  – средняя молярная теплоемкость свежего заряда при постоянном объеме;  
 $\xi$  – коэффициент использования теплоты (для бензиновых двигателей  $\xi = 0,85 \dots 0,95$ );

$H_u$  – низшая теплота сгорания: для бензина  $H_u = 43900$  кДж/кг;

$\Delta H_u$  – потеря теплоты (кДж/кг) в связи с неполнотой сгорания из-за недостатка кислорода при  $\alpha < 1$ , определяемая по формуле:

$$\Delta H_u = 119950 (1 - \alpha) L_0. \quad (71)$$

Значения  $mC'_v$  и  $mC_v$  (кДж/(кмоль·К)) находятся из уравнений:

$$mC'_v = (18,42 + 2,61\alpha) + (15,4 + 13,83\alpha)10^{-4} T_z; \quad (72)$$

$$mC_v = 20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} T_c. \quad (73)$$

Подставляем значения  $\alpha$ ,  $T_c$  и находим  $mC'_v$ ,  $mC_v$  (в формуле (72) остается неизвестным  $T_z$ ).

Остальные величины, входящие в уравнение (70), известны из предыдущих расчетов. После подстановки их значений, а также полученных величин  $mC'_v$  и  $mC_v$  в уравнение (70) приходим к квадратному уравнению вида (61) и по выражению (62) определяем температуру в конце сгорания  $T_z$ .

#### 2.2.2.4 Давление $p_b$ и температура $T_b$ в конце расширения

Значения  $p_b$  и  $T_b$  вычисляем с помощью формул (64)... (66). Значение степени предварительного расширения  $\rho = 1$ . Для бензиновых двигателей показатель политропы  $n_2$  рассчитываем по формуле В. А. Петрова:

$$n_2 = 1,22 + \frac{130}{n_H}. \quad (74)$$

Для современных двигателей с искровым зажиганием  $n_2 = 1,24 \dots 1,30$ .

Оценка правильности выбора значения температуры отработавших газов и всего теплового расчета двигателя выполняется по методике, изложенной в п. 2.2.1.5.

### 2.2.3 Анализ результатов теплового расчета двигателя

Полученные результаты сводятся в таблицу 2.3 и сравниваются с рекомендованными (приложение И).

Таблица 2.3 – Результаты теплового расчета двигателя

Параметры	$p_a$ , МПа	$T_a$ , К	$p_c$ , МПа	$T_c$ , К	$p_z$ , МПа	$T_z$ , К	$p_b$ , МПа	$T_b$ , К	$p_r$ , МПа	$T_r$ , К
Рекомендованные										
Расчетные										

В случае отклонения полученных результатов от рекомендованных свыше 10 % анализируются возможные причины и совместно с руководителем курсовой работы принимается решение о целесообразности пересчета.

### 2.2.4 Построение и анализ индикаторной диаграммы

По результатам расчета цикла строится теоретическая индикаторная диаграмма в координатах  $p - V$  (рисунки 2.1, 2.2). Порядок ее построения следующий.

На оси абсцисс (рисунки 2.1, 2.2) откладываем произвольный отрезок, изображающий в каком-либо масштабе объем камеры сгорания  $V_c$ . Этот отрезок принимается за единицу. Далее определяем и откладываем в принятом масштабе объем  $V_z$  (мм) в конце сгорания (для дизелей) и полный объем  $V_a$  (мм):

$$V_z = \rho V_c ; \quad (75)$$

$$V_a = \varepsilon V_c , \quad (76)$$

где  $V_c$  – длина отрезка (мм), соответствующая объему  $V_c$ .

Разность  $V_a - V_c = V_h$  – длина отрезка (мм), соответствующая рабочему объему цилиндра  $V_h$ .

Выбрав на оси ординат масштаб давлений, откладываем точки:  $p_0, p_a, p_c, p_z, p_b, p_r$ . Для дизельного двигателя давление  $p_{z'} = p_z$ : первое из них соответствует точке  $V_c$  на оси абсцисс, второе – точке  $V_z$ ; для бензинового  $p_z$  соответствует  $V_c$ .

Через точки  $p_a, p_0$  и  $p_r$  проводятся прямые, параллельные оси абсцисс. Т. е. допускаем, что при впуске и выпуске давления постоянны и равняются соответственно  $p_a$  и  $p_r$ . Точки  $a$  и  $c$  соединяются политропой сжатия, точки  $z$  и  $b$  – политропой расширения. Промежуточные точки этих кривых определяются из условия, что каждому значению  $V_x$  на оси абсцисс соответствуют следующие значения давлений:

$$p_x = p_a (V_a / V_x)^{n_1} \text{ – для политропы сжатия;} \quad (77)$$

$$p_x = p_b (V_b / V_x)^{n_2} \text{ – для политропы расширения.} \quad (78)$$

Входящие в эти уравнения отношения объемов  $V_a/V_x$  и  $V_b/V_x$ , определяются по отношению соответствующих отрезков на оси абсцисс.

Например, при расчетах и построении получено  $p_a = 0,09$  МПа,  $p_b = 0,31$  МПа,  $n_1 = 1,34$ ,  $n_2 = 1,25$ , длина отрезка соответствующего  $V_a$  и  $V_b$  – 160 мм. Тогда на длине отрезка 120 мм для политропы сжатия

$$p_x = 0,09 \left( \frac{160}{120} \right)^{1,34} = 0,13 \text{ МПа,} \quad (79)$$

а для политропы расширения

$$p_x = 0,31 \left( \frac{160}{120} \right)^{1,25} = 0,44 \text{ МПа.} \quad (80)$$

Отображаем полученные значения давлений на индикаторной диаграмме для отрезка длиной 120 мм по оси абсцисс (отсчет от 0). Таких промежуточных точек для построения политроп сжатия и расширения должно быть не менее четырех.

Отметим, что на индикаторной диаграмме дизеля с наддувом линии процессов впуска и выпуска располагаются выше линии атмосферного давления (0,1 МПа).

Индикаторная диаграмма изображается на отдельном листе формата А3 и помещается в приложения к курсовой работе. Удобно использовать миллиметровую бумагу, т. к. далее необходимо определять площадь диаграммы.

По построенной индикаторной диаграмме определяется среднее теоретическое индикаторное давление  $p'_i$  (МПа):

$$p'_i = \mu_p F / l, \quad (81)$$

где  $F$  – площадь индикаторной диаграммы в мм<sup>2</sup>.

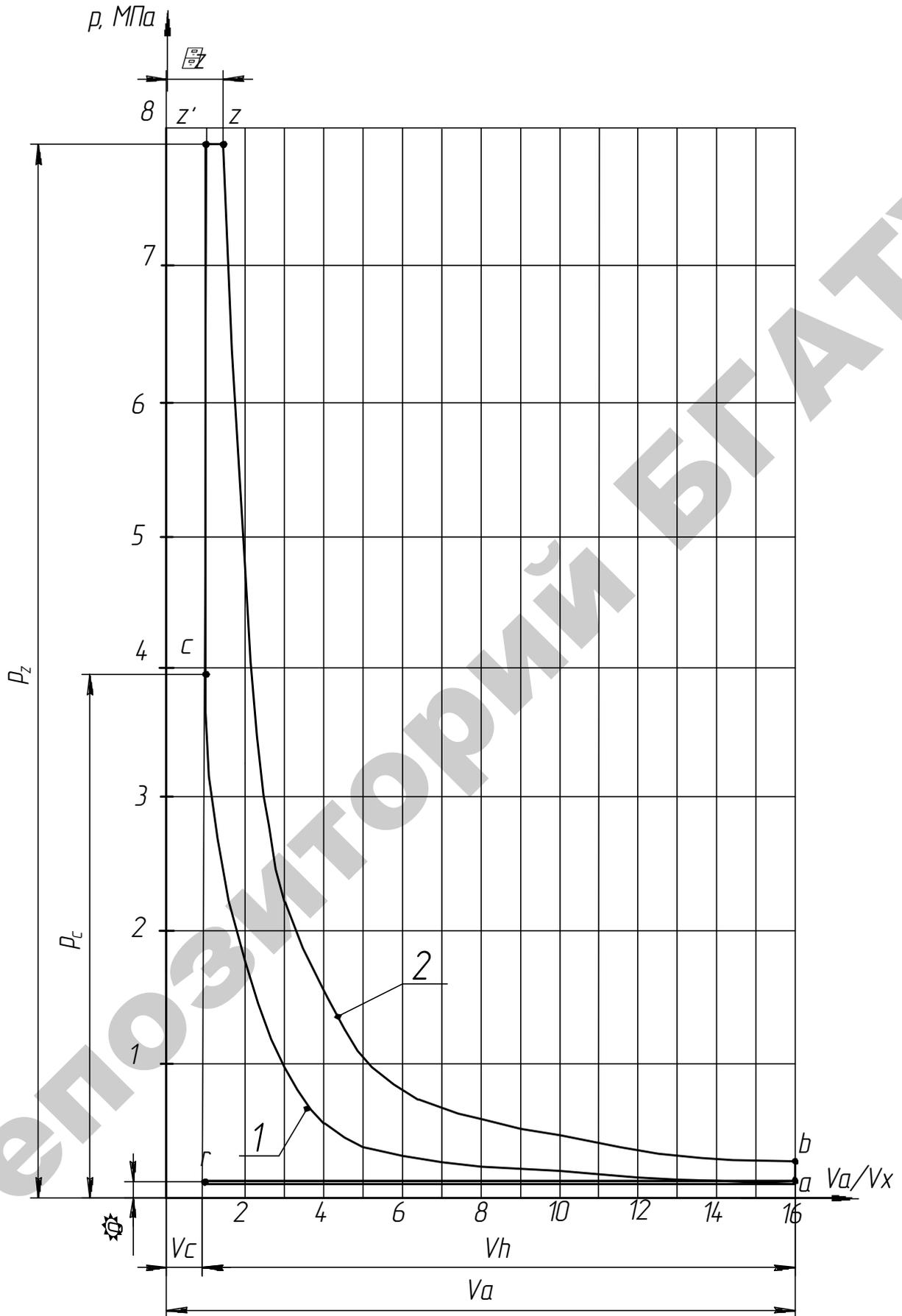


Рисунок 2.1 – Теоретическая индикаторная диаграмма дизельного двигателя  
1 – политропа сжатия, 2 – политропа расширения

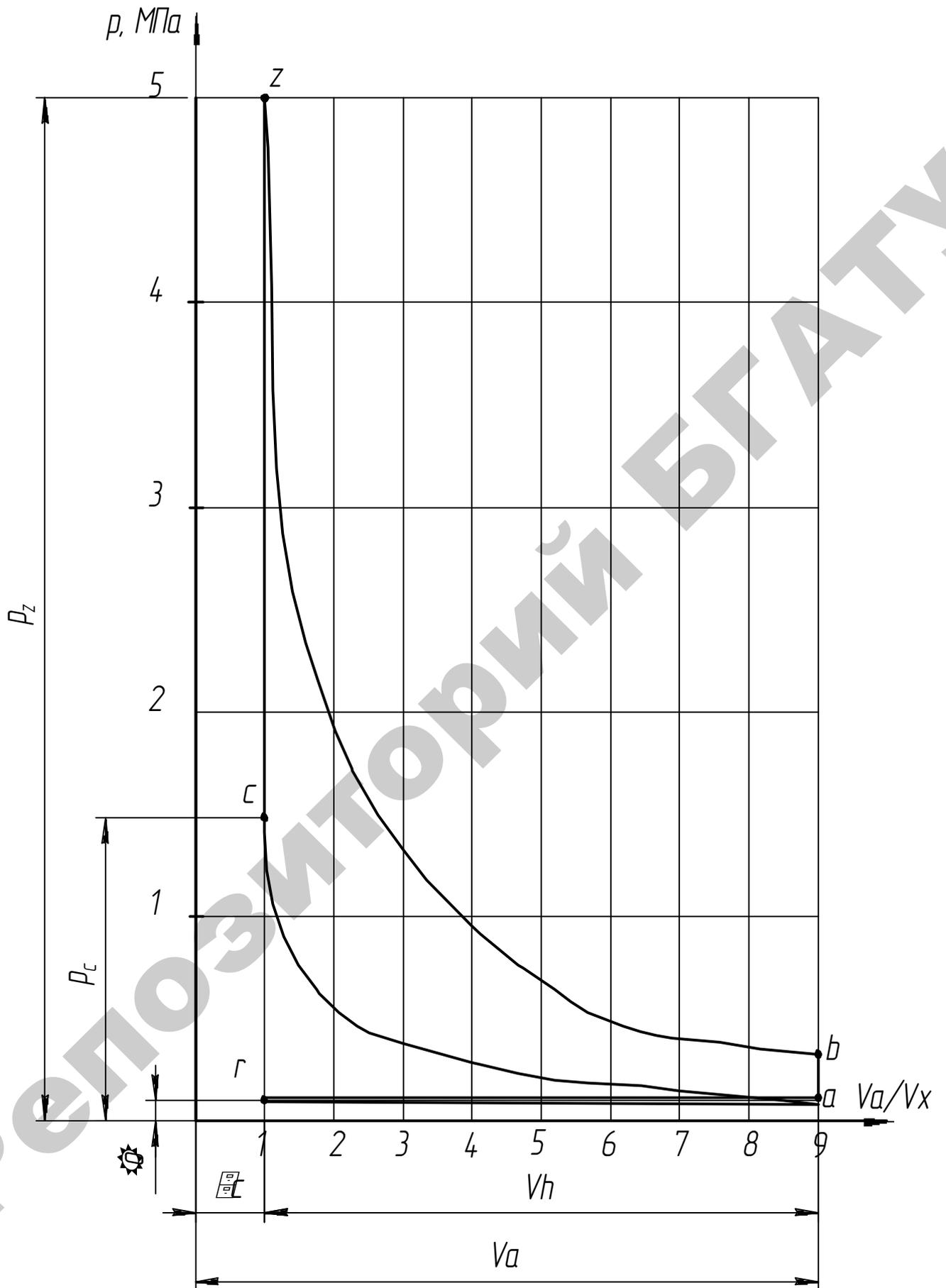


Рисунок 2.2 – Теоретическая индикаторная диаграмма двигателя с искровым зажиганием

Площадь  $F$ , характеризующую полезную работу газов за цикл, определяем над линией сжатия  $a - c$  диаграммы. Нижняя часть диаграммы, ограниченная линиями впуска и выпуска, характеризует насосные потери и учитывается механическим КПД.

$l$  – длина индикаторной диаграммы в мм. Длина индикаторной диаграммы равняется длине отрезка  $V_h$ ;

$\mu_p$  – принятый масштаб давлений в МПа/мм.

Площадь индикаторной диаграммы можно определить с помощью планиметра.

Графически теоретическое среднее индикаторное давление представляет высоту прямоугольника, построенного на основании  $V_h$ , площадь которого равняется площади верхней петли теоретической диаграммы.

Из-за опережения подачи топлива (или зажигания), наличия фаз газораспределения, отклонения реальных процессов сжатия и расширения от политропических на действительной индикаторной диаграмме переходы в характерных точках плавные (скруглены). Это учитывается коэффициентом полноты индикаторной диаграммы.

Действительное среднее индикаторное давление:

$$p_i = p'_i \nu, \quad (82)$$

где  $\nu$  – коэффициент полноты индикаторной диаграммы. Для ориентировочных расчетов при выполнении курсовой работы можно принимать  $\nu = 0,92 \dots 0,97$ . Большие значения относятся к дизелям.

## 2.2.5 Определение размерных параметров двигателя, КПД и топливной экономичности

### 2.2.5.1 Определение основных размеров кривошипно-шатунного механизма двигателя

Определяем среднее давление механических потерь  $p_m$  (МПа) в двигателе:

$$p_m = A + B C_{\Pi}, \quad (83)$$

где  $A$  и  $B$  – эмпирические коэффициенты. Их значения составляют соответственно:

- для дизелей: 0,089 и 0,0118;
- для бензиновых двигателей при  $S/D > 1$ : 0,049 и 0,0152;
- для бензиновых двигателей при  $S/D \leq 1$ : 0,034 и 0,0113;

– для высокофорсированных бензиновых двигателей с впрыском топлива и электронным управлением: 0,024 и 0,0053;

$C_{\Pi}$  – средняя скорость поршня, м/с.

Среднюю скорость поршня определяем из выражения:

$$C_{\Pi} = \frac{Sn}{3 \cdot 10^4}, \quad (84)$$

где  $S$  – ход поршня, мм;

$n$  – частота вращения двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .

Расчет выполняем для  $n = n_{\text{н}}$ . Значение хода поршня  $S$  выбираем по прототипу двигателя (приложение 3). При выборе прототипа ориентируемся на мощность и частоту вращения двигателя.

Находим среднее эффективное давление по формуле:

$$p_e = p_i - p_m. \quad (85)$$

Определяем рабочий объем цилиндров (литраж) проектируемого двигателя в литрах:

$$V_{\text{л}} = (60\tau N_{\text{ен}}) / (p_e n_{\text{н}}), \quad (86)$$

где  $\tau$  – коэффициент тактности (для четырехтактных двигателей  $\tau = 2$ ).

Рабочий объем одного цилиндра (л):

$$V_h = \frac{V_{\text{л}}}{i}, \quad (87)$$

где  $i$  – число цилиндров.

Находим отношение хода поршня к диаметру цилиндра  $S/D$  (по прототипу) и определяем диаметр цилиндра (мм):

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi(S/D)}}. \quad (88)$$

Диаметр цилиндра дизеля в мм округляется на 0 или 5. Например,  $D = 101$  мм округляется до 100 мм,  $D = 103$  мм до 105 мм. Диаметр цилиндра двигателя с искровым зажиганием округляется до ближайшего четного числа.

По принятому отношению  $S/D$  уточняем ход поршня  $S$  (округляется аналогично) и радиус кривошипа  $R$  (мм):

$$R = 0,5 S. \quad (89)$$

Исходя из округленных значений диаметра цилиндра и хода поршня, уточняем рабочий объем цилиндра (л):

$$V_h = \frac{\pi D^2 \cdot S \cdot 10^{-6}}{4} . \quad (90)$$

Соответственно, на основании формулы (89) уточненный литраж двигателя определяется из выражения:

$$V_d = V_h \cdot i \quad (91)$$

### 2.2.5.2 Определение КПД и топливной экономичности двигателя

Для двигателей, работающих на жидком топливе, индикаторный КПД определяем по формуле:

$$\eta_i = 8,314 \frac{p_i M_1 T_0}{H_u p_0 \eta_v} . \quad (92)$$

Значения параметров, входящих в выражение для расчета  $\eta_i$  берутся из теплового расчета.

Так как механический КПД двигателя  $\eta_m = p_e / p_i$ , то эффективный КПД двигателя:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m . \quad (93)$$

Полученные значения  $p_e$  и  $\eta_e$  должны находиться в пределах, указанных в приложении И.

Индикаторный  $g_{in}$  и эффективный  $g_{en}$  (г/(кВт·ч)) удельные расходы топлива при работе двигателя на режиме номинальной мощности определяются по формулам:

$$g_{in} = 3600 \cdot 10^3 / \eta_i H_u . \quad (94)$$

$$g_{en} = g_{in} / \eta_m . \quad (95)$$

Эффективный удельный расход топлива для вновь проектируемых двигателей регламентируется действующими стандартами.

Часовой расход топлива (кг/ч) при работе на номинальном режиме:

$$G_{ТН} = g_{en} N_{en} / 10^3 . \quad (96)$$

### 2.2.5.3 Определение удельных показателей двигателя

Для оценки проектируемого двигателя, сравнения его с прототипом и другими двигателями определяются следующие показатели:

– удельная литровая мощность (кВт/л)

$$N_{\text{л}} = N_{\text{ен}} / (V_h i); \quad (97)$$

– удельная поршневая мощность (кВт /дм<sup>2</sup>)

$$N_{\text{п}} = N_{\text{ен}} / (F_{\text{п}} i), \quad (98)$$

где  $F_{\text{п}}$  – площадь поршня в дм<sup>2</sup>. Рассчитывается исходя из диаметра, выраженного в дм;

– удельная масса по литражу (кг/л)

$$m_{\text{л}} = \frac{m_{\text{д}}}{V_{\text{л}}}; \quad (99)$$

– удельная масса по мощности (кг/кВт)

$$m_{\text{N}} = \frac{m_{\text{д}}}{N_{\text{ен}}}, \quad (100)$$

где  $m_{\text{д}}$  – масса двигателя (кг). Выбирается по прототипу.

Отметим, что при расчете, например,  $p_{\text{м}}$  не учитывалось качество применяемого масла, тепловое состояние двигателя, качество поверхности трения и наддув. Поэтому параметры, полученные по результатам расчетов, сравниваются с их значениями у современных двигателей (приложение 3) и критически оцениваются.

### 2.2.6 Динамический расчет двигателя

Цель динамического расчета двигателя заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции. По этим силам рассчитывают основные детали на прочность и износ, а также определяют неравномерность крутящего момента и степень неравномерности хода двигателя. Во время работы двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы давления газов в цилиндре, силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс, центробежные силы, давление на поршень со стороны картера (приблизительно равное атмосферному давлению) и силы тяжести. Все действующие в двигателе силы воспринимаются полезным сопротивлением на коленчатом валу, силами трения и опорами двигателя.

В течение каждого рабочего цикла ( $720^\circ$  для четырех- и  $360^\circ$  для двухтактного двигателя) силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме, непрерывно изменяются по величине и направлению. Поэтому при полном динамическом расчете строятся графики сил, действующих на поршневой палец, на шатунную шейку и др. в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Скорость поршня, его ускорение, а также крутящий момент двигателя также изменяются в течение рабочего цикла. С увеличением числа цилиндров двигателя увеличивается равномерность крутящего момента.

Важную роль в обеспечении заданной неравномерности хода двигателя и создании необходимых условий для того, чтобы машина тронулась с места, обеспечивают маховики.

В рамках курсовой работы предлагается, исходя из значений момента инерции маховика двигателя, определить массу маховика  $m_m$  (кг), его диаметр и по прототипу выбрать порядок работы цилиндров.

Масса маховика:

$$m_m = \frac{4J_m}{D_{cp}^2}, \quad (101)$$

где  $J_m$  – момент инерции маховика двигателя,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;

$D_{cp}$  – средний диаметр маховика, м.

Для бензиновых двигателей значение  $J_m$  принимаем  $0,2 \dots 0,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ . Меньшие значения – для малотоннажных автомобилей. Для дизельных двигателей Минского моторного завода  $J_m$  изменяется преимущественно в пределах  $0,8 \dots 0,9 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ .

Значение среднего диаметра маховика  $D_{cp}$  (м) в приближенных расчетах можно определить по формуле

$$D_{cp} = k S, \quad (102)$$

где  $S$  – ход поршня, м.

Значение коэффициента  $k$  составляет  $2 \dots 3$ . Для расчетов в курсовой работе рекомендуется принимать ближе к верхней границе, т. е.  $k \approx 3$ .

Внешний диаметр маховика  $D_m$  должен быть больше  $D_{cp}$  и выбирается из конструктивных соображений (размещение муфты сцепления, стартерного венца, наличия места). У автомобильных двигателей наружные диаметры маховиков изменяются в пределах  $0,3 \dots 0,45$  м, у тракторных двигателей – в пределах  $0,35 \dots 0,5$  м.

Проверяем маховик по условию прочности, исходя из допустимой окружной скорости  $V_m$  (м/с).

$$V_m = \frac{\pi D_m n}{60}, \quad (103)$$

где  $n$  – максимальные обороты двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ . Для расчета максимальных оборотов двигателя умножаем номинальные обороты  $n_n$  на 1,05 для дизелей и на 1,15 для бензиновых двигателей.

Допустимая окружная скорость для чугунных маховиков 70 м/с, для стальных – 100...110 м/с.

По прототипу выбираем порядок работы цилиндров двигателя.

### 2.2.7 Итоговые результаты расчетов двигателя

Результаты расчетов основных параметров двигателя сводим в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Основные параметры рассчитанного двигателя

Параметр	Обозначения	Единица измерения	Рассчитанное значение
1 Тип двигателя, число и расположение цилиндров	–	–	
2 Номинальная (максимальная) мощность двигателя	$N_{ен}$	кВт	
3 Частота вращения коленчатого вала при $N_{ен}$	$n_n$	$\text{мин}^{-1}$	
4 Степень сжатия	$\varepsilon$	–	
5 Среднее эффективное давление при $n_n$	$p_e$	МПа	
6 Среднее давление механических потерь при $n_n$	$p_m$	МПа	
7 Эффективный КПД двигателя	$\eta_e$	–	
8 Удельный эффективный расход топлива при $N_{ен}$	$g_{ен}$	г/(кВт·ч)	
9 Часовой расход топлива при $N_{ен}$	$G_{Тн}$	кг/ч	
10 Литраж двигателя	$V_l$	л	
11 Ход поршня	$S$	мм	
12 Диаметр цилиндра	$D$	мм	
13 Масса маховика	$m_m$	кг	
14 Диаметр маховика	$D_m$	мм	
15 Порядок работы цилиндров	–	–	
16 Удельная литровая мощность	$N_l$	кВт/л	
17 Удельная поршневая мощность	$N_p$	кВт/дм <sup>2</sup>	
18 Удельная масса двигателя по литражу	$m_l$	кг/л	
19 Удельная масса по мощности	$m_N$	кг/кВт	

Приводится анализ полученных параметров двигателя путем сравнения данных рассчитанных значений с рекомендуемыми (приложение И), прототипом.

## 2.3 Расчет и построение теоретических характеристик двигателей

### 2.3.1 Теоретические скоростные характеристики двигателей

Скоростные характеристики двигателей показывают, как изменяются эффективная мощность двигателя  $N_e$ , крутящий момент  $M$ , часовой расход топлива  $G_T$ , удельный эффективный расход топлива  $g_e$  от частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n$ . Используются для анализа работы двигателей, построения тяговой характеристики трактора, динамической и экономической характеристик автомобиля.

Исходными данными для их построения являются: тип двигателя (с воспламенением от сжатия или с искровым зажиганием), номинальная мощность двигателя  $N_{ен}$  (кВт), номинальная частота вращения  $n_n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ), удельный  $g_{ен}$  ( $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ ) и часовой  $G_{Тн}$  ( $\text{кг}/\text{ч}$ ) расходы топлива на номинальном режиме работы двигателя.

Внешние характеристики строятся, при настройке регулятора дизеля на максимальную подачу топлива, а для двигателей с искровым зажиганием – при работе с полностью открытой дроссельной заслонкой. Примеры оформления графиков и расположения масштабных шкал приведены на рис. 2.3, 2.4, 2.5 и 2.6. При выборе масштабов необходимо стремиться сохранить на графиках подобное расположение.

Характеристики изображаются на отдельных листах формата А4 и помещаются по тексту записки (рекомендуется миллиметровая бумага).

Для тракторных дизелей строится скоростная характеристика с регуляторной ветвью  $(M, N_e, G_T, g_e) = f(n)$ . Часто ее называют регуляторной характеристикой. Согласно ГОСТ 18509-88, регуляторной называется характеристика в функции от эффективной мощности двигателя  $(n, M, G_T, g_e) = f(N_e)$ . В курсовой работе нет необходимости в такой характеристике. Однако строится регуляторная характеристика в функции от крутящего момента  $(n, N_e, G_T, g_e) = f(M)$  (рисунок 2.4). Она используется для построения тяговой характеристики трактора.

Для автомобильных дизелей и двигателей с искровым зажиганием рассчитываются и строятся только скоростные характеристики (рисунки 2.5, 2.6). Они используются для построения динамической и экономической характеристик ав-

томобилей. Для современных двигателей скоростная характеристика может быть задана руководителем курсовой работы в графической форме.

### 2.3.2 Расчет и построение скоростных характеристик двигателей

#### 2.3.2.1 Расчет и построение скоростных (регуляторных) характеристик тракторного дизеля

Скоростная характеристика дизеля на регуляторе  $(M, N_e, G_T, g_e) = f(n)$  (рисунок 2.3) строится в такой последовательности:

1. Выбираются масштабы для построения графиков. Масштаб по оси абсцисс графика (масштаб частоты вращения) выбирают ориентируясь на значения номинальной частоты вращения  $n_n$ , максимальной частоты вращения на холостом ходу  $n_{x \max}$  ( $\text{мин}^{-1}$ ) и частоты вращения двигателя, соответствующей максимальному крутящему моменту  $n_{M \max}$  ( $\text{мин}^{-1}$ ). Значение номинальной частоты вращения  $n_n$  задано в задании, а максимальная частота вращения холостого хода  $n_{x \max}$  определяется по формуле:

$$n_{x \max} = (2 + \delta_p) n_n / (2 - \delta_p) \cong (1 + \delta_p) n_n, \quad (104)$$

где  $\delta_p$  – степень неравномерности регулятора (у современных дизелей  $\delta_p = 0,03 \dots 0,07$ ).

Частота вращения при максимальном крутящем моменте

$$n_{M \max} = n_n / K_{об}, \quad (105)$$

где  $K_{об}$  – коэффициент приспособляемости двигателя по оборотам. Для расчетов в курсовой работе принимаем  $K_{об} = 1,3 \dots 1,7$ .

Ориентируясь на рекомендуемое расположение кривых (рисунок 2.3), а также на номинальные значения  $M_n$ ,  $N_{ен}$ ,  $G_{Тн}$  и  $g_{ен}$  выбираются остальные масштабы. При этом значение крутящего момента на номинальном режиме (Н·м) определяется по формуле:

$$M_n = 9550 N_{ен} / n_n. \quad (106)$$

Значение  $N_{ен}$  по п. 2.1.1.5. Значения  $G_{Тн}$  и  $g_{ен}$  определены в п. 2.2.5.2.

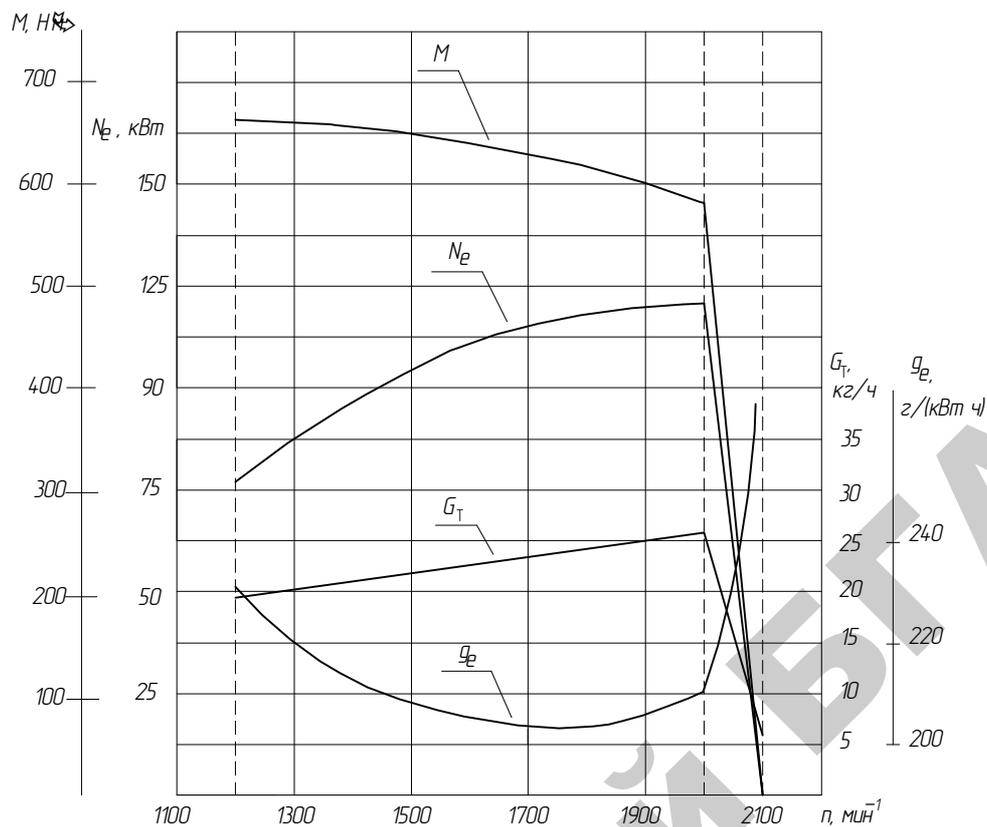


Рисунок 2.3 – Теоретическая внешняя скоростная характеристика тракторного дизеля (скоростная характеристика на регуляторе)

На оси абсцисс отмечаются три характерные точки, соответствующие  $n_h$ ,  $n_{x\max}$  и  $n_{M\max}$ , через которые проводятся вертикальные вспомогательные (штрихпунктирные) линии.

2. Перед построением графика подготавливается таблица для расчетов, в которую заносятся уже известные численные значения величин (см. таблицу 2.5).

Таблица 2.5 – Параметры скоростной характеристики двигателя

$n$ , мин <sup>-1</sup>	$M$ , Н·м	$N_e$ , кВт	$G_T$ , кг/ч	$g_e$ , г/(кВт·ч)
$n_{x\max}$	0	0		$\rightarrow \infty$
$n_h$	$M_h$	$N_{eh}$	$G_{Th}$	$g_{eh}$
$n_1$				
$n_2$				
$n_3$				
$n_{M\max}$				

Значения  $n_1$ ,  $n_2$  и  $n_3$  выбираются – равномерно в диапазоне частот от  $n_H$  до  $n_{Mmax}$ . Для этих значений частот по эмпирической зависимости рассчитываются соответствующие значения крутящих моментов  $M$  (Н·м) и заносятся в таблицу 2.5:

$$M = M_H \left[ 0,42 + 2,15 \left( \frac{n}{n_H} \right) - 1,57 \left( \frac{n}{n_H} \right)^2 \right]. \quad (107)$$

По результатам расчета определяется значение коэффициента приспособляемости дизеля по моменту:

$$K_M = M_{max} / M_H. \quad (108)$$

Значение  $K_M$  должно быть не менее 1.12.

По значениям  $M$  и соответствующим значениям  $n$  рассчитывается эффективная мощность  $N_e$  (кВт) по формуле:

$$N_e = M n / 9550. \quad (109)$$

Результаты заносятся в таблицу 2.5. По данным таблицы строятся корректорные ветви ( $n < n_H$ ) кривых  $M = f(n)$  и  $N_e = f(n)$ , а регуляторные ветви этих графиков изображаются в виде прямых линий, соединяющих точки  $M = 0$  при  $n_{x max}$  с  $M_H$  и  $N_e = 0$  при  $n_{x max}$  с  $N_{eH}$  соответственно.

3. Для построения зависимости часового расхода топлива от частоты вращения определяются его значения на характерных режимах.

При работе на максимальном скоростном режиме ( $n_{x max}$ ):

$$G_{Tx} = (0,22 \dots 0,27) G_{TH}. \quad (110)$$

При максимальном крутящем моменте двигателя  $M_{max}$ :

$$G_{Tmax} = 1,1 G_{TH} K_M / K_{об}. \quad (111)$$

Полученные значения заносятся в таблицу 2.5. Рассчитанные значения часового расхода топлива откладываются на характеристике при соответствующих оборотах и последовательно соединяются прямыми линиями. В таблицу 2.5 также заносятся значения  $G_T$ , соответствующие  $n_1$ ,  $n_2$  и  $n_3$ , которые определяются непосредственно по построенному графику.

4. Значения удельного расхода топлива  $g_e$  (г/(кВт·ч)) при известных  $G_T$  и  $N_e$  определяются по формуле:

$$g_e = G_T 10^3 / N_e. \quad (112)$$

По результатам расчетов на графике строится коррекционная ветвь зависимости  $g_e = f(n)$ .

На регуляторном участке в диапазоне частот от  $n_n$  до  $n_{x \max}$  кривая  $g_e = f(n)$  начинается с  $g_{en}$  и по мере уменьшения нагрузки асимптотически стремится к бесконечности. На скоростной характеристике ее можно построить приближенно, рассчитав 1...2 промежуточные точки по формуле (112). Исходные данные по  $G_T$  и  $N_e$  берем непосредственно из графиков.

*Построение регуляторной характеристики в функции от крутящего момента*

Такая характеристика необходима для дальнейшего построения тяговой характеристики трактора.

В принятом масштабе строятся графики зависимостей  $(n, N_e, G_T, g_e) = f(M)$  (рисунок 2.4).

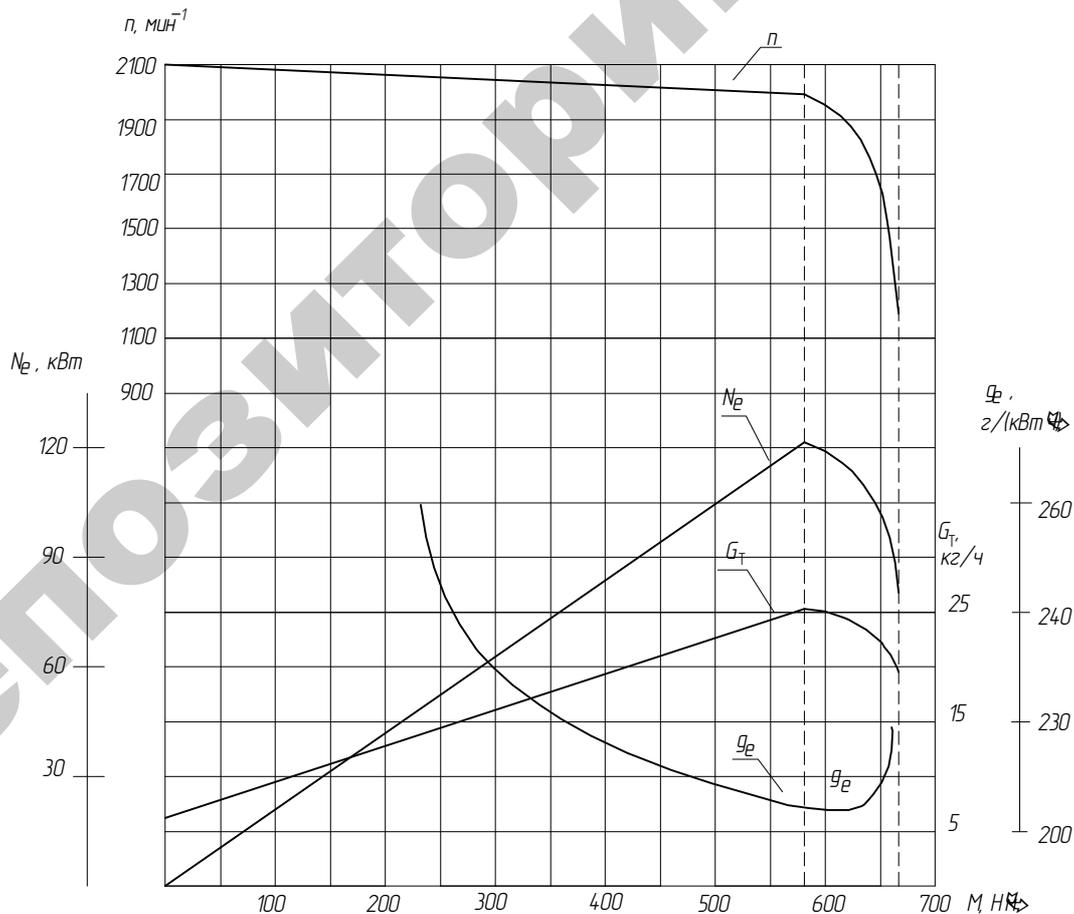


Рисунок 2.4 – Регуляторная характеристика тракторного дизеля в функции от крутящего момента

Данные для построения соответствующих графиков берутся из табл. 2.5. Характерными точками характеристики являются:  $M = 0$  (холостой ход),  $M_H$  и  $M_{max}$ . Регуляторная ветвь ( $M < M_H$ ) зависимости  $g_e = f(M)$  строится для участка от  $M = 0,4M_H$  до  $M = M_H$ .

### 2.3.2.2 Расчет и построение скоростной характеристики автомобильного дизеля

Первоначально необходимо изучить содержание п. 2.3.1, 2.3.2.1.

Для автомобильных дизелей практическое значение для дальнейших построений имеет ветвь характеристики от  $n_H$  до  $n_{min}$ . Здесь  $n_{min}$  – минимальная частота вращения двигателя, при которой он работает устойчиво. Значение  $n_{min}$  для дизелей составляет  $300 \dots 800 \text{ мин}^{-1}$ . В курсовой работе при построении скоростной характеристики рекомендуется применять  $n_{min} = (0,2 \dots 0,4) n_H$ .

Порядок построения скоростной характеристики (рисунок 2.5):

1. По формуле (106) находим значение номинального момента двигателя  $M_H$ . Значение  $N_{eH}$  по п. 2.1.2.3.

2. Равномерно разделяем диапазон частоты вращения двигателя от  $n_{min}$  до  $n_H$  на  $6 \dots 7$  значений.

3. По формуле (107) рассчитываем значения крутящего момента  $M$  для выбранного ряда значений частоты вращения.

4. Строим график  $M = f(n)$ . При выборе масштабов ориентируемся на значения  $n_{min}$ ,  $n_H$ ,  $M_H$ .

5. По графику находим максимальное значение  $M_{max}$ , соответствующие ему обороты  $n_{Mmax}$  и определяем коэффициент приспособляемости по моменту (формула (108)) и коэффициент приспособляемости двигателя по оборотам:

$$K_{об} = \frac{n_H}{n_{Mmax}}. \quad (113)$$

6. По формуле (109) рассчитываем значения эффективной мощности  $N_e$  для выбранных значений  $n$  и строим график  $N_e = f(n)$ .

7. Находим значение часового расхода топлива  $G_{Tmax}$  при  $n_{Mmax}$  (формула (111)). Строим график  $G_T = f(n)$ , соединив прямой значения  $G_{Tmax}$  и  $G_{TH}$ . По графику находим  $G_T$  для остальных выбранных значений частоты вращения.

8. График  $g_e = g(n)$  строим по результатам вычислений удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  по формуле (112), исходя из известных значений  $N_e$  и  $G_T$ .

9. Все результаты по ходу вычислений заносим в таблицу, аналогичную таблице 2.5, но с большим количеством точек по оборотам.

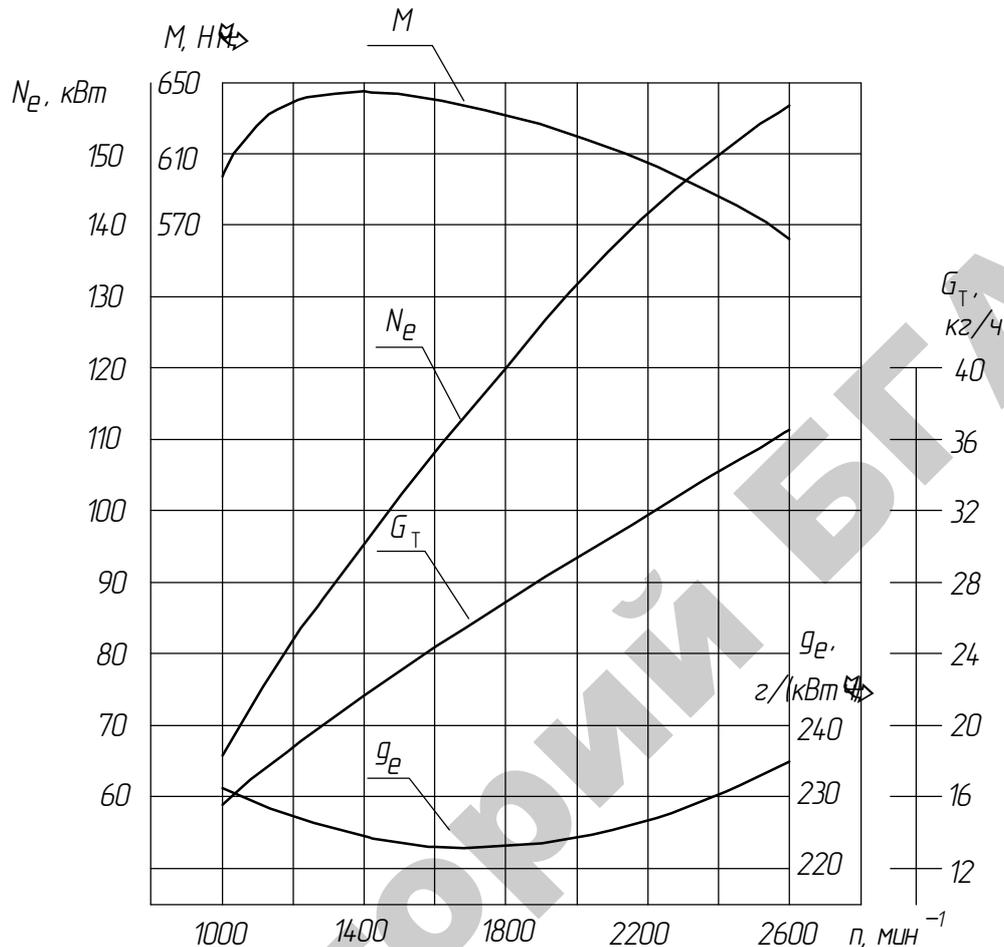


Рисунок 2.5 – Внешняя скоростная характеристика автомобильного дизеля

### 2.3.3 Расчет и построение скоростной характеристики двигателя с искровым зажиганием

Предварительно необходимо ознакомиться с содержанием п. 2.3.1.

В курсовой работе рассматриваются двигатели автомобилей сельскохозяйственного назначения, оборудованные, как правило, ограничителями оборотов. Для таких двигателей минимальная устойчивая частота вращения  $n_{\min} = 600 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$ , а частота вращения при номинальной (максимальной) мощности  $n_H$  обеспечивает максимальную скорость движения автомобиля  $V_{\max}$ . В курсовой работе скоростную характеристику строим при изменении частоты вращения коленчатого вала от  $n_{\min} = 0,2 n_H$  до  $n_H$  (6...7 значений числа оборотов). Часть характеристики при  $n_H < n < n_{\max} = (1,05 \dots 1,2) n_H$  не рассматриваем.

Рекомендуемое расположение кривых и масштабных шкал при  $n < n_H$  показано на рисунке 2.6. Характерными режимами являются: частоты вращения при максимальном крутящем моменте, при максимальной мощности и частота вращения при минимальном удельном расходе топлива.

Исходными данными для построения зависимостей  $N_e = f(n)$  и  $g_e = f(n)$  являются значения:  $N_{ен}$  – рассчитанное при тяговом расчете автомобиля, и  $g_{ен}$  – полученное при тепловом расчете двигателя. Значения  $N_e$  (кВт) и  $g_e$  (г/кВт·ч) для различных скоростных режимов рассчитываются по эмпирическим формулам:

$$N_e = N_{ен} \left[ -0,2 + 2,0 \left( \frac{n}{n_H} \right) - 0,8 \left( \frac{n}{n_H} \right)^2 \right]. \quad (114)$$

$$g_e = g_{ен} \left[ 1,3 - 1,1 \left( \frac{n}{n_H} \right) + 0,8 \left( \frac{n}{n_H} \right)^2 \right]. \quad (115)$$

Результаты расчетов (6...7 значений в диапазоне частот вращения от  $n_{\min} = 0,2 n_H$  до  $n_H$ ) заносятся в заранее подготовленную таблицу, аналогичную по форме таблице 2.5.

Расчет крутящего момента  $M$  (Н·м) и часового расхода топлива  $G_T$  (кг/ч) выполняем по формулам:

$$M = \frac{9550 N_e}{n}; \quad (116)$$

$$G_T = \frac{g_e N_e}{10^3}. \quad (117)$$

Все результаты заносятся в таблицу. Строится рассчитываемая характеристика. По графику  $M = f(n)$  находим максимальное значение крутящего момента  $M_{\max}$  и соответствующие ему обороты двигателя  $n_{M\max}$ . Значение  $M_{\max}$  используется при расчете теоретических скоростей движения автомобиля (п. 2.5.1). Коэффициенты приспособляемости находим по формулам (108) и (113).

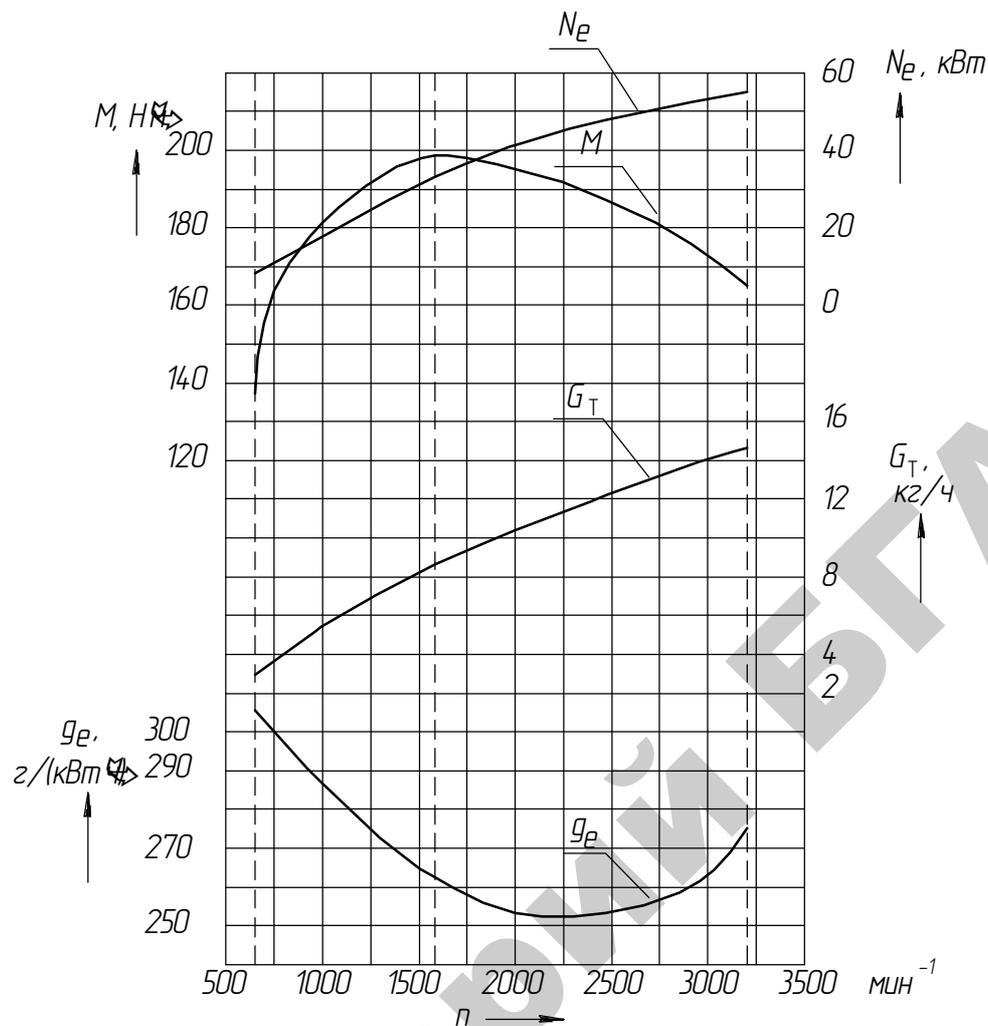


Рисунок 2.6 – Теоретическая внешняя скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием

## 2.4 Расчет, построение и анализ теоретической тяговой характеристики трактора

Тяговые характеристики тракторов строят в функции от силы тяги на крюке  $P_{кр}$  применительно к установившейся работе на горизонтальном участке. Тяговая характеристика, построенная по расчетным данным, называется теоретической. На ней в зависимости от  $P_{кр}$  строятся графики изменения буксования  $\delta$  ведущих колес (гусениц), действительных скоростей движения  $V$ , мощности на крюке  $N_{кр}$ , удельного крюкового расхода топлива  $g_{кр}$  и тягового КПД  $\eta_{тяг}$ :

$$\delta=f(P_{кр}), V=f(P_{кр}), N_{кр}=f(P_{кр}), g_{кр}=f(P_{кр}), \eta_{тяг}=f(P_{кр}). \quad (118)$$

При выполнении курсовой работы тяговая характеристика строится применительно к основным рабочим передачам трактора на почвенном фоне, указанном в задании.

Основой для построения теоретической тяговой характеристики трактора является регуляторная характеристика дизеля (см. п. 2.3.2.1), построенная в функции от крутящегося момента двигателя, и результаты тягового расчета трактора.

Получила распространение методика построения теоретической тяговой характеристики трактора графоаналитическим методом с использованием двух квадрантов (рисунок 2.7):

в нижнем квадранте (вспомогательном) строится регуляторная характеристика двигателя с учетом разных масштабов крутящего момента для разных передач;

в верхнем (основном) строится непосредственно тяговая характеристика для заданного числа основных передач трактора.

Необходимые для расчетов показатели взаимодействия ходовых систем с почвой (коэффициенты сопротивления качению  $f$  и сцепления  $\varphi_{\text{сц}}$ ) выбираются студентом самостоятельно, исходя из заданного почвенного фона и табличных данных для этого фона (приложение К).

#### 2.4.1 Построение вспомогательной части тяговой характеристики

На регуляторной характеристике двигателя (рисунок 2.4) важны характерные значения параметров ( $n$ ,  $N_e$ ,  $G_T$ ) при  $M = 0$ ,  $M = M_H$  и  $M = M_{\text{max}}$ .

Для дальнейших расчетов необходимо в нижнем квадрате построить регуляторную характеристику двигателя для основных передач в функции от касательной силы тяги трактора  $P_k$ .

Значение касательной силы тяги  $P_k$  (Н) трактора связано со значением крутящего момента двигателя  $M$  выражением:

$$P_k = \frac{Mi_{\text{тр}}\eta_{\text{тр}}}{r_k} = AM, \quad (119)$$

где  $A = i_{\text{тр}}\eta_{\text{тр}}/r_k$  – переводной коэффициент масштаба моментов двигателя  $M$  (Н·м) в масштаб сил  $P_k$  (Н). Для каждой передачи он имеет свое значение, зависящее от величины передаточного числа  $i_{\text{тр}}$  и КПД трансмиссии  $\eta_{\text{тр}}$  на данной передаче.

Методика определения параметров  $i_{тр}$ ,  $\eta_{тр}$  и  $r_k$  изложена в п. 2.1.1. Принимаем, что значение  $r_k$  постоянно и не зависит от эксплуатационных режимов и факторов. Ряд значений  $i_{тр1}, i_{тр2}, \dots, i_{трz}$  определен в п. 2.1.1.4. С некоторым приближением принимаем, что КПД трансмиссии  $\eta_{тр}$  на каждой передаче постоянен и не зависит от степени загрузки трактора, а следовательно, и от касательной силы тяги  $P_k$ . Значения  $\eta_{тр1}, \eta_{тр2}, \dots, \eta_{трz}$  определены в п. 2.1.1.5. Исходя из перечисленных составляющих, находим значения переводных коэффициентов  $A_1, A_2, \dots, A_z$  для основных передач. Так как эти значения для всех передач разные, то одним и тем же значениям крутящего момента двигателя  $M$  соответствуют разные значения  $P_k$ . Касательные силы тяги  $P_k$  по формуле (119) рассчитываем для  $M = M_H$  и  $M = M_{max}$ . Результаты заносим в таблицу 2.6.

Таблица 2.6 – Результаты расчета касательной силы тяги

№ передачи	$i_{тр}$	$\eta_{тр}$	$A$	$P_k, Н$	
				при $M = M_H$	при $M = M_{max}$
1					
2					
...					
$z$					

Установив соотношение между  $M$  и  $P_k$ , строим регуляторную характеристику двигателя в нижнем квадранте. Шкалу касательных сил тяги  $P_k$  формируем по оси абсцисс, ориентируясь на значения  $P_k$  на первой передаче (наиболее высокие значения). Более рационально показать ее в кН. Начало координат в точке  $O'$ . На рисунке 2.7 показана связь крутящего момента двигателя и касательной силы тяги  $P_k$  (точки  $P_k(M_H)$  и  $P_k(M_{max})$ ) для первой передачи. По оси ординат строим шкалы для частоты вращения двигателя  $n$ , часового расхода топлива  $G_T$ , эффективной мощности двигателя  $N_e$ . Пределы изменения указанных параметров соответствуют рассчитанной ранее регуляторной характеристике. Масштабы и расположение графиков должны обеспечивать наглядность, возможность графического определения параметров (рисунок 2.7). Значение параметров по оси ординат не зависят от передачи, а по оси абсцисс одним и тем же значениям крутящих моментов двигателя  $M_H$  и  $M_{max}$  на разных передачах соответствуют разные значения  $P_k$ . Поэтому каждый параметр изображается пучком кривых, число которых равняется числу основных передач.

Центр пучка кривых  $N_e$  находится в начале координат  $O'$ , вершины кривых лежат на горизонтали, ордината которой представляет в принятом масштабе номинальную мощность двигателя  $N_{ен}$ .

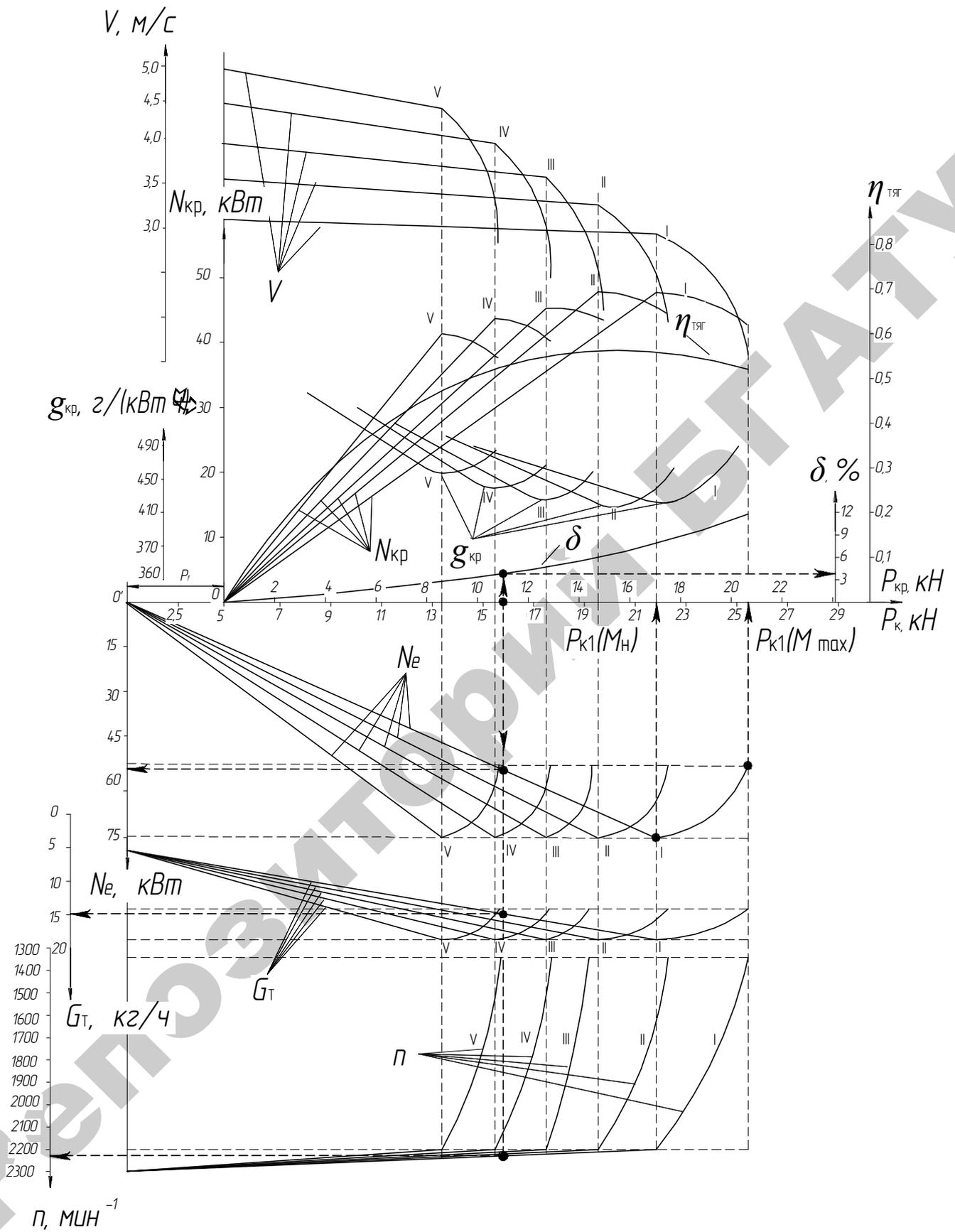


Рисунок 2.7 – Теоретическая тяговая характеристика колесного трактора тягового класса 1,4

Центр пучка кривых  $n$  расположен на оси ординат в точке, соответствующей частоте вращения холостого хода двигателя  $n_{x\max}$ , а переходные точки, соединяющие отдельные участки кривых, лежат на горизонтали, проходящей через точку оси ординат, изображающую номинальную частоту вращения  $n_n$  двигателя. Кривые  $G_T$  берут начало на оси ординат в точке, соответствующей часовому расходу топлива  $G_{Tx}$  при холостом ходу двигателя, а ордината горизонтальной прямой, проходящей через их вершины, представляет в прямом масштабе максимальный часовой расход топлива  $G_{Tн}$ .

Отрезки кривых, соответствующие регуляторному участку характеристики двигателя (от  $P_k = 0$  до  $P_k$ , соответствующего  $M_n$  на данной передаче) имеют линейный характер. Все кривые должны заканчиваться при  $P_k$ , соответствующем  $M_{\max}$  на данной передаче.

#### 2.4.2 Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора

На рисунке 2.7. графики изменения параметров тяговой характеристики расположены в верхнем квадранте. Начало координат располагается в точке  $O$ , которая расположена справа от точки  $O'$  на расстоянии, изображающем в принятом для оси абсцисс масштабе силу сопротивления качению трактора  $P_f$  (Н):

$$P_f = f g m_{\max}, \quad (120)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению. Значение коэффициента  $f$  берут по таблице (приложение К), учитывая тип двигателя рассчитываемого трактора и почвенный фон, применительно к которому строится тяговая характеристика (см. задание). Для установившегося движения трактора на горизонтальном участке разность  $P_k$  и  $P_f$  представляет собой силу тяги на крюке  $P_{кр}$ :

$$P_{кр} = P_k - P_f. \quad (121)$$

Для построения теоретической тяговой характеристики по оси абсцисс формируем шкалу  $P_{кр}$ . Масштаб шкалы равняется масштабу шкалы  $P_k$ . При этом все точки шкалы  $P_{кр}$  смещены вправо от соответствующих точек шкалы  $P_k$  на значение  $P_f$ . Шкалы по оси ординат тяговой характеристики формируем по мере расчета показателей ( $\delta$ ,  $V$ ,  $N_{кр}$ ,  $g_{кр}$ ,  $\eta_{тяг}$ ). Рекомендуемое расположение графиков по рисунку 2.7.

### 2.4.2.1 Расчет и построение кривой буксования трактора

Предлагается два способа определения буксования:

– с помощью вспомогательных графиков для типовых почвенных фонов (рисунок 2.8);

– аналитическим путем по методике профессора Б. Я. Гинцбурга.

Если способ не указан в задании, не доведен руководителем курсовой работы, то студент выбирает способ самостоятельно. В частности для почвенных фонов, отличных от приведенных на рисунке 2.8 (целина, свежевспаханное поле, слежавшаяся пахота, дорога), возможно использование только второго способа.

**Первый способ.** На рисунке 2.8 верхний график используется для колесных тракторов, нижний – для гусеничных. На графиках нанесены опытные кривые буксования на разных почвенных фонах, построенные в функции от отношения  $P_{кр}/G_{сц}$ , где  $G_{сц}$  – сцепной вес трактора (Н).

Допускаем, что у гусеничных тракторов и колесных тракторов со всеми ведущими колесами сцепной вес равен максимальному весу трактора и не зависит от  $P_{кр}$ :

$$G_{сц} = G_{max} = gm_{max}. \quad (122)$$

У колесных тракторов 4x2 сцепной вес изменяется в зависимости от нагрузки на крюке и определяется по формуле:

$$G_{сц} = \left( \frac{2}{3} gm_{min} + 0,5 gm_{\delta} \right) + \frac{(P_{кр} + P_f)h_{кр}}{L}. \quad (123)$$

В формуле (123) первый член представляет собой весовую нагрузку, передаваемую ведущими колесами при статическом положении трактора, а второй член – догрузку ведущих колес под действием силы тяги на крюке и момента сопротивления качению. Входящие в эту формулу  $m_{min}$  и  $m_{\delta}$  берем из тягового расчета, значение  $L$  продольной базы трактора из технических характеристик тракторов-прототипов, а высоту точки прицепа  $h_{кр}$  принимаем равной 0,4...0,5 м.

Задаем в соответствии со шкалой силы тяги на крюке 7...10 значений  $P_{кр}$ , рассчитываем по формуле (123) для каждого  $P_{кр}$  сцепной вес  $G_{сц}$  (только тракторы 4x2), вычисляем ряд значений  $P_{кр}/G_{сц}$  и по графикам рисунка 2.8 для заданного почвенного фона определяем буксование для соответствующего трактора.

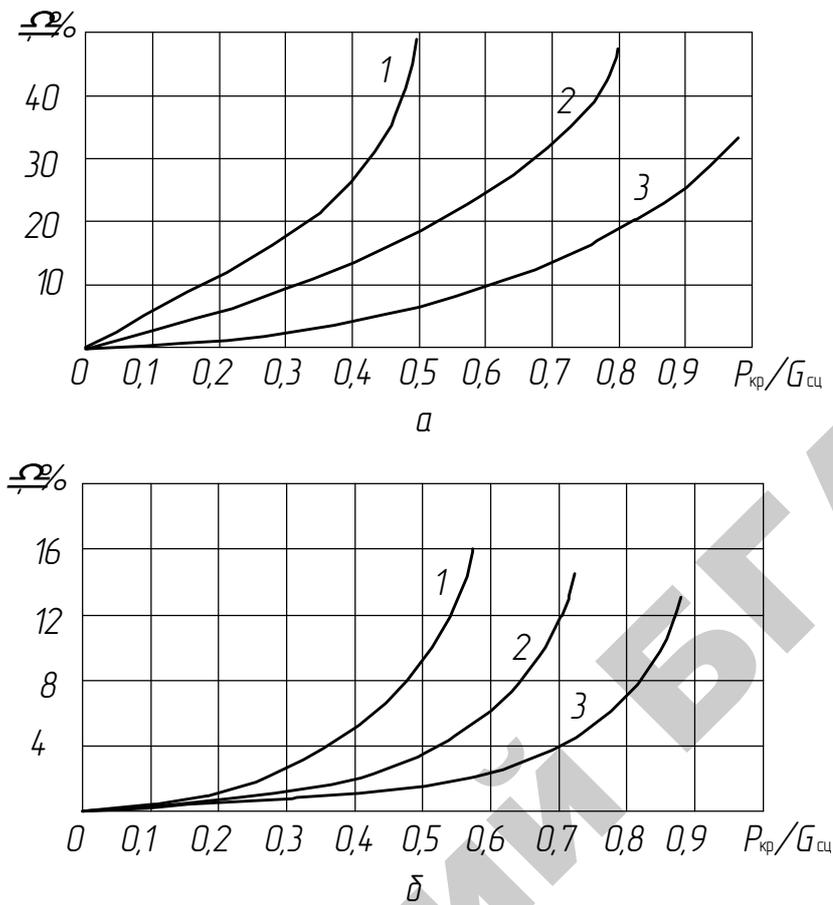


Рисунок 2.8 – Кривые буксования на различных почвенных фонах:  
 а – колесных тракторов; б – гусеничных тракторов;  
 1 – поле, подготовленное под посев; 2 – стерня; 3 – залежь

Данные о величине  $G_{сц}$ ,  $P_{кр}/G_{сц}$  и  $\delta$  при разных значениях  $P_{кр}$  заносим в таблицу 2.7. По расчетным данным строится кривая буксования  $\delta=f(P_{кр})$ .

Таблица 2.7 – Буксование трактора

$P_{кр}, Н$	$G_{сц}, Н$	$P_{кр}/G_{сц}$	$\delta$

**Второй способ.** Профессором Б. Я. Гинцбургом предложено определять буксование трактора исходя из установленного эмпирическим путем соотношения между буксованием и параметром относительной силы тяги  $p$ . Значение этого параметра определяется по формуле:

$$p = \frac{P_{кр}}{\varphi_{сц} G_{сц}}, \quad (124)$$

где  $\varphi_{сц}$  – коэффициент сцепления для заданного почвенного фона (приложение К).

Аналогично, как и в первом способе, задаем значения  $P_{кр}$ , рассчитываем  $G_{сц}$ ,  $P_{кр}/G_{сц}$  и параметр  $p$ . Буксование определяем с помощью таблицы 2.8.

Таблица 2.8 – Соотношение параметра относительной силы тяги и буксования

$p = \frac{P_{кр}}{\varphi_{сц} G_{сц}}$		0,4	0,6	0,65	0,7	0,8	0,9	1,0
Буксование $\delta$ для тракторов	колесные	0,084	0,136	0,152	0,18	0,27	0,46	-
	гусеничные	0,013	0,028	0,036	0,05	0,105	0,24	0,57

Результаты расчетов заносим в таблицу 2.9 и строим кривую  $\delta = f(P_{кр})$ . При  $p < 0,4$  зависимость буксования от  $P_{кр}$  принимается линейной. Здесь буксование безразмерная величина. При  $P_{кр} = 0$  допускаем, что буксование  $\delta = 0$ .

Таблица 2.9 – Буксование трактора

$P_{кр}$ , Н	$G_{сц}$ , Н	$P_{кр}/G_{сц}$	$p$	$\delta$

#### 2.4.2.2 Расчет и построение основных графиков тяговой характеристики

Рассмотрим расчет и построение графиков действительной скорости движения трактора  $V$ , тяговой мощности на крюке  $N_{кр}$ , удельного крюкового расхода топлива  $g_{кр}$ , тягового КПД  $\eta_{тяг}$ .

При тяговом расчете (п. 2.1.1.4) определены теоретические скорости движения трактора при номинальных оборотах двигателя  $n_n$ . Действительные скорости движения  $V$  (м/с) ниже теоретических из-за буксования трактора и рассчитываются по формуле:

$$V = \frac{\pi n}{30 i_{тр}} r_k (1 - \delta) . \quad (125)$$

Тяговую мощность на крюке  $N_{кр}$  и удельный крюковой расход топлива  $g_{кр}$  (г/(кВт·ч)) находим из выражений:

$$N_{кр} = 10^{-3} P_{кр} V , \quad (126)$$

$$g_{кр} = \frac{10^3 G_T}{N_{кр}}. \quad (127)$$

Единицы измерения параметров в формулах (125)...(127):  $n$  – мин<sup>-1</sup>;  $r_k$  – м;  $P_{кр}$  – Н;  $V$  – м/с;  $G_T$  – кг/ч.

Определение входящих в эти формулы величин производится следующим образом.

1. Для каждой передачи задаем 7...10 значений  $P_{кр}$ . Шкала делится неравномерно. В зоне номинального крутящего момента двигателя интервал изменения  $P_{кр}$  меньше для более точного установления точки перегиба кривых  $N_{кр}$  (значения  $N_{крmax}$  на каждой передаче). Минимальное значение  $P_{кр} = 0$ , а наибольшее соответствует максимальному крутящему моменту двигателя (точки окончания графиков нижнего квадранта) и для каждой передачи имеет свою величину. По построенным графикам буксования трактора (верхний квадрант), частоты вращения двигателя и часового расхода топлива (нижний квадрант) определяем значения  $\delta$ ,  $n$  и  $G_T$ , соответствующие выбранным значениям  $P_{кр}$  для каждой передачи. На рисунке 2.7 показано определение перечисленных параметров, а также мощности двигателя  $N_e$ , для  $P_{кр} = 11$  кН и первой передачи. Как указывалось в п. 2.4.1, в этой ситуации важную роль играет выбор масштабов для графиков  $n = f(P_k)$  и  $G_T = f(P_k)$  (рисунок 2.7), которые позволяют графикам не сливаться и с достаточной точностью определять по ним  $n$  и  $G_T$ .

2. Подсчитываем, чему равны  $V$ ,  $N_{кр}$  и  $g_{кр}$  (формулы (125)...(127)) при принятых значениях  $P_{кр}$  на разных передачах. Полученные данные заносим в таблицу 2.10 и по ним строим соответствующие кривые. Справа все перечисленные кривые должны заканчиваться в точках, относящихся к значениям  $M_{max}$  на соответствующих передачах.

Кривые  $g_{кр}$  заканчиваем слева в точках, соответствующих примерно 0,4  $N_{крmax}$  на относящихся к ним передачах.

3. Тяговый КПД трактора  $\eta_{тяг}$  (%) рассчитывается по формуле:

$$\eta_{тяг} = \frac{N_{кр}}{N_e} 100. \quad (128)$$

Для выбранного значения силы тяги на крюке  $P_{кр}$  на разных передачах тяговый КПД отличается незначительно. Различие может быть связано с разным  $\eta_{тр}$  на этих передачах. При выполнении курсовой работы ограничиваемся расчетом  $\eta_{тяг}$  на первой передаче. В этом случае наиболее широкий диапазон  $P_{кр}$ .

Необходимые для построения значения  $N_{кр}$  на первой передаче рассчитаны ранее (формула (126)), а соответствующие им значения эффективной мощности  $N_e$  находим по кривой регуляторной характеристики для первой передачи в нижнем квадранте.

Отметим, что полученные значения максимального тягового КПД трактора могут отличаться от приведенных в п. 2.1.1 из-за особенностей свойств заданного почвенного фона.

4. Для контроля над правильностью построения тяговой характеристики проверяем полученные значения тягового КПД  $\eta_{тяг}$  (%) по формуле:

$$\eta_{тяг} = \eta_{тр1} \frac{P_{кр}}{P_{кр} + P_f} (1 - \delta) \cdot 100. \quad (129)$$

В случае, если значение  $\eta_{тяг}$ , рассчитываемое по зависимости (128) отличается от значений, рассчитанных по зависимости (129) более чем на 10 %, расчет подвергается повторному контролю и уточнению.

Результаты расчетов теоретической тяговой характеристики трактора сводятся в таблицу 2.10.

Таблица 2.10 – Результаты расчета теоретической тяговой характеристики

Передача	Тяговое усилие на крюке $P_{кр}$ , Н	Буксование $\delta$ , %	Частота вращения коленвала $n$ , мин <sup>-1</sup>	Действительная скорость движения $V$ , м/с	Мощность $N_{кр}$ , кВт	Расход топлива		Мощность $N_e$ , кВт	Тяговый КПД $\eta_{тяг}$ , %	
						$G_T$ , кг/ч	$g_{кр}$ , г/(кВт·ч)		по формуле (128)	по формуле (129)

Отметим, что при расчете и построении тяговой характеристики можно использовать табличные данные регуляторной характеристики (см. п. 2.3.2.1).

Графики теоретической тяговой характеристики изображаются на отдельном листе бумаги формата А2 или А3 и помещаются в приложениях к курсовой работе. Масштабы и расположение графиков должны быть такими, чтобы графики не сливались, не накладывались и не искажали общую картину.

### 2.4.3 Анализ теоретической тяговой характеристики трактора

После построения делается анализ тяговой характеристики трактора с объяснением характера изменения и указанием значений в наиболее характерных точках по каждому показателю. Анализ тяговой характеристики может быть произведен в следующем порядке.

1. Значение буксования трактора  $\delta$  растет по мере увеличения силы тяги на крюке  $P_{кр}$ . До  $P_{кр} = \dots$ кН зависимость близка к линейной. При номинальном тяговом усилии  $P_{крн}$ , составляющим  $\dots$ кН для рассчитываемого трактора, буксование составляет  $\dots\%$ . Для стандартного почвенного фона (стерня средней плотности и влажности) допустимое буксование проектируемого трактора составляет  $\dots\%$ . *(Далее анализируется соотношение допустимого и рассчитанного значений буксования. Здесь следует обратить внимание на заданный почвенный фон. Например, на почве, подготовленной под посев, при номинальном тяговом усилии буксование может быть значительно выше, чем на стандартном почвенном фоне).\**

С ростом  $P_{кр}$  свыше  $\dots$ кН интенсивность роста буксования возрастает, что связано с ухудшением тягово-сцепных свойств трактора, ростом деформаций почвы. Наибольшее рассчитанное значение буксования составляет  $\dots\%$  при  $P_{кр} = \dots$ кН.

2. С увеличением силы тяги на крюке  $P_{кр}$  снижаются действительные скорости движения трактора  $V$  на всех передачах. Интенсивность снижения скоростей определяется характером снижения оборотов двигателя по мере увеличения его загрузки (по регуляторной характеристике), а также буксованием. При достижении номинального значения крутящего момента двигателя интенсивность снижения скорости резко возрастает, что связано с перегрузкой двигателя. Кроме того, в области высоких значений  $P_{кр}$  значительно влияет возрастание буксования движителей.

3. По мере возрастания тягового усилия трактора крюковая мощность пропорционально увеличивается от 0 до  $N_{крmax} = \dots$ кВт на первой передаче и  $N_{крmax} = \dots$ кВт на высшей (четвертой, пятой...) передаче. Наибольшее значение  $N_{крmax} = \dots$ кВт тяговая мощность имеет на  $\dots$  передаче. Точка перегиба кривых  $N_{кр}$  соответствует режиму номинальной мощности двигателя. Далее двигатель работает на перегрузочных режимах. Частота вращения коленчатого вала двигателя снижается, скорость движения трактора резко уменьшается. При этом, несмотря на увеличения усилия на крюке, скорость движения уменьшается более интенсивно, произведение  $P_{кр} \cdot V$  уменьшается, т. е. уменьшается мощность на крюке.

4. Часовой расход топлива  $G_T$  (см. нижний квадрант характеристики) определяется степенью загрузки двигателя и на всех передачах увеличивается от  $\dots$ кг/ч на холостом ходу до  $\dots$ кг/ч на номинальном режиме. При максимальном крутящем моменте двигателя  $G_T = \dots$ кг/ч.

---

\*Курсивом в скобках выделены дополнительные разъяснения и рекомендации.

5. Удельный крюковой расход топлива при максимальной тяговой мощности на разных передачах изменяется в пределах ...г/(кВт·ч). Минимальный удельный крюковой расход топлива  $g_{кр}$  получен на ... передаче и составляет... г/(кВт·ч). Это соответствует (*не совсем соответствует*) аналогичному показателю, достигнутому на современных сельскохозяйственных тракторах. С увеличением усилия на крюке удельный расход топлива увеличивается до ... г/(кВт·ч) из-за уменьшения тяговой мощности и перегрузочных режимов работы двигателя.

6. Тяговый КПД  $\eta_{тяг}$  по мере загрузки трактора увеличивается, достигает максимального значения, равного ...% при  $P_{кр} = ...кН$  и находится в пределах рекомендуемых значений (см. п. 2.1.1). При таком тяговом КПД трактора сумма затрат на буксование и качение минимальная. (*Если имеются значительные отклонения  $\eta_{тяг}$  от рекомендуемых значений необходимо провести анализ причин, проверить расчеты*).

При номинальной силе тяги на крюке  $P_{крн}...кН$  значение  $\eta_{тяг}$  составляет ...% и находится в зоне максимальных значений. (*Если указанное условие не соблюдается, то необходимо выполнить анализ возможных причин*).

#### 2.4.4 Итоговые результаты расчета параметров трактора

Результаты расчетов трактора сводим в таблицу 2.11. В таблице представлены общие сведения о тракторе, параметрах двигателя, трансмиссии, ходовой части, показатели тягово-сцепных свойств и топливной экономичности трактора.

Таблица 2.11 – Сводные технические данные спроектированного трактора сельскохозяйственного назначения

Показатели			
1	2	3	4
Наименование	Обозначения	Ед. изм.	Значение
<i>Общие</i>			
Тип трактора			
Тяговый класс трактора	-	-	
Номинальное тяговое усилие	$P_{крн}$	кН	
Масса эксплуатационная максимальная	$m_{max}$	кг	
Распределение эксплуатационной массы по осям:			
- передняя	$2m_{п}$	кг	
- задняя	$2m_{к}$	кг	
<i>Двигатель</i>			
Номинальная мощность	$N_{ен}$	кВт	
Номинальная частота вращения	$n_{н}$	мин <sup>-1</sup>	
Коэффициент запаса крутящего момента	$K_{М}$	-	
Коэффициент приспособляемости по частоте вращения	$K_{об}$	-	

Продолжение таблицы 2.11

1	2	3	4
Литраж двигателя	$V_{\text{л}}$	л	
Номинальный удельный эффективный расход топлива	$g_{\text{ен}}$	г/(кВт·ч)	
Часовой расход топлива при работе на номинальном режиме	$G_{\text{Тн}}$	кг/ч	
<i>Трансмиссия и ходовая часть</i>			
Количество передач трансмиссии на основных передачах	$z$		
Расчетная теоретическая скорость движения трактора на основных передачах при $n_{\text{н}}$ :			
- минимальная	$V_{\text{н1}}$	м/с	
- наибольшая	$V_{\text{нz}}$	м/с	
Колесная формула	-	-	
Ведущее колесо			
- обозначение шины	-	-	
- радиус (расчетный)	$r_{\text{к}}$	м	
- давление воздуха	-	МПа	
Управляемое колесо			
- обозначение шины	-	-	
- давление воздуха	-	МПа	
Расчетный радиус звездочки гусеничного движителя	$r_{\text{к}}$	м	
<i>Тягово-сцепные свойства и топливная экономичность</i>			
Тяговый диапазон	$\delta_{\text{т}}$	-	
Заданный почвенный фон			
Коэффициент сопротивления качению	$f$	-	
Коэффициент сцепления	$\varphi_{\text{сц}}$	-	
Максимальная тяговая мощность	$N_{\text{крmax}}$	кВт	
Буксование ведущих колес при номинальной силе тяги	$\delta$	%	
Максимальный тяговый КПД	$\eta_{\text{тяг}}$	%	
Удельный крюковой расход топлива при максимальном тяговом КПД	$g_{\text{кр}}$	г/(кВт·ч)	

Делается краткий анализ полученных данных, сравнение с прототипом.

## 2.5 Динамические свойства и топливная экономичность автомобиля

### 2.5.1 Расчет передаточных чисел трансмиссии и скоростей движения автомобиля

Предварительно необходимо ознакомиться с содержанием п. 2.1.1.4.

В задании к курсовой работе указаны количество передач автомобиля и максимальная скорость его движения. Как и для тракторов, ряд скоростей движения автомобиля строится по принципу геометрической прогрессии (см. формулу (15)). Однако методика расчета скоростей отличается.

Для геометрического ряда передач соотношение между передаточными числами трансмиссии имеет вид:

$$\frac{i_{\text{тр}1}}{i_{\text{тр}2}} = \frac{i_{\text{тр}2}}{i_{\text{тр}3}} = \dots = \frac{i_{\text{тр}(z-1)}}{i_{\text{тр}z}} = q, \quad (130)$$

где индексами  $1 \dots z$  обозначены номера передач, а  $q$  – знаменатель геометрической прогрессии.

Следовательно, справедливы выражения:

$$i_{\text{тр}2} = \frac{i_{\text{тр}1}}{q}; \quad i_{\text{тр}3} = \frac{i_{\text{тр}2}}{q} = \frac{i_{\text{тр}1}}{q^2}; \quad \dots \quad i_{\text{тр}z} = \frac{i_{\text{тр}1}}{q^{z-1}}. \quad (131)$$

Из последнего выражения следует, что

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{i_{\text{тр}1}}{i_{\text{тр}z}}}. \quad (132)$$

Необходимое для расчета знаменателя геометрической прогрессии значение передаточного числа трансмиссии на первой передаче  $i_{\text{мп}1}$  находим по формуле:

$$i_{\text{тр}1} = \frac{D_{\text{max}1} g m_a r_k}{M_{\text{max}} \eta_{\text{тр}1}}, \quad (133)$$

где  $D_{\text{max}1}$  – максимальное значение динамического фактора на первой передаче.

Величина его у обычных грузовых автомобилей находится в пределах  $0,35 \dots 0,65$ , а у автомобилей повышенной проходимости  $D_{\text{max}1} = 0,6 \dots 0,8$ . При этом значение  $D_{\text{max}1}$  не может быть выше его величины по сцеплению

$$D_{\text{max}1} = \varphi_{\text{сц}} \lambda_k, \quad (134)$$

где  $\varphi_{\text{сц}}$  – коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой. Для основных дорожных условий  $\varphi_{\text{сц}} = 0,50 \dots 0,80$  (см. приложение К);

$\lambda_k$  – коэффициент нагрузки ведущих колес автомобиля. Для полноприводных автомобилей  $\lambda_k = 1$ , для автомобилей с колесной формулой  $4 \times 2$  и  $6 \times 4$   $\lambda_k = 0,65 \dots 0,75$ .

Подробнее информация о динамическом факторе изложена в п. 2.5.2, специальной литературе, конспекте лекций.

Значения полной массы автомобиля  $m_a$  и расчетного радиуса колес  $r_k$  определены в п. 2.1.2.1, 2.1.2.2, а значения максимального крутящего момента двигателя  $M_{\text{max}}$  в п. 2.3.2.2 и 2.3.3.

Расчет КПД трансмиссии на первой передаче  $\eta_{\text{тр1}}$  ведется в соответствии с п. 2.1.1.5 (формула (24)) и выбранной кинематической схемой трансмиссии автомобиля (приложение Ж) согласно заданию.

Для расчета передаточного числа на высшей передаче  $i_{\text{трz}}$  принимаем, что это прямая передача. Тогда

$$i_{\text{трz}} = i_0, \quad (135)$$

где  $i_0$  – передаточное число ведущего моста. В автомобилестроении часто называют главной передачей всю трансмиссию ведущего моста (центральная и бортовые передачи). Однако с целью использования единой терминологии с разделом по расчету трактора используем для  $i_0$  указанное выше определение.

При принятых допущениях

$$i_0 = \frac{\pi n_{\text{н}}}{30 V_{\text{maxz}}} r_{\text{к}}. \quad (136)$$

После расчета  $i_{\text{тр1}}$  и  $i_0$  определяем  $q$  по формуле (132) и находим значения передаточных чисел трансмиссии автомобиля на остальных передачах:

$$i_{\text{тр2}} = \frac{i_{\text{тр1}}}{q}; \quad i_{\text{тр3}} = \frac{i_{\text{тр2}}}{q}; \quad \dots \quad i_{\text{тр}(z-1)} = \frac{i_{\text{тр}(z-2)}}{q}. \quad (137)$$

При известных значениях передаточных чисел трансмиссии рассчитываем максимальные скорости движения автомобиля  $V_{\text{max}}$  (м/с) на остальных передачах по формуле:

$$V_{\text{max}} = \frac{\pi n_{\text{н}} r_{\text{к}}}{30 i_{\text{тр}}}. \quad (138)$$

Передаточные числа коробки  $i_{\text{к}}$  для заданных передач рассчитываем при известных  $i_{\text{тр1}} \dots i_{\text{трz}}$  по формуле:

$$i_{\text{к}} = \frac{i_{\text{тр}}}{i_0}. \quad (139)$$

Далее выполняется расчет КПД трансмиссии для остальных передач  $\eta_{тр2} \dots \eta_{трz}$ . Данные по  $i_{тр}$ ,  $i_k$ ,  $\eta_{тр}$  заносятся в таблицу, приведенную при заданной кинематической схеме (приложение Ж).

Кинематическая схема вместе с таблицей изображается на листе формата А4 и помещаются по тексту записки.

### 2.5.2 Расчет динамической характеристики порожнего автомобиля

Динамическая характеристика автомобиля иллюстрирует его тягово-скоростные свойства при равномерном движении на разных передачах в различных дорожных условиях. Она представляет собой графики изменения динамического фактора  $D$  от скорости движения автомобиля  $V$  на разных передачах [11, 12].

Различают динамический фактор по тяге  $D$  и по сцеплению  $D_{сц}$ . Динамическим фактором по тяге (далее динамический фактор) называют отношение разности касательной силы тяги автомобиля  $P_k$  и силы сопротивления воздуха  $P_w$  к весу автомобиля  $G$ :

$$D = \frac{P_k - P_w}{G}. \quad (140)$$

Основные расчеты и построения выполняются для указанного динамического фактора. Касательная сила тяги  $P_k$  (Н) рассчитывается «по двигателю» с использованием внешней скоростной характеристики дизельного или бензинового двигателя (п. 2.3.2.2, 2.3.3):

$$P_k = \frac{M \cdot i_{тр} \eta_{тр}}{r_k}. \quad (141)$$

Сила сопротивления воздуха рассчитывается по формуле (33).

Значение динамического фактора зависит от веса автомобиля. В первую очередь расчеты выполняем для порожнего автомобиля. Вес порожнего автомобиля  $G_c$  (Н):

$$G_c = g m_c. \quad (142)$$

Для построения динамической характеристики порожнего автомобиля необходимо выполнить:

1. Используя результаты расчета скоростной характеристики двигателя выбрать 6...7 значений частоты вращения коленчатого вала  $n$  и соответствующих им значений крутящего момента  $M$ ;

2. Рассчитать соответствующие оборотам двигателя скорости движения автомобиля (м/с) по формуле:

$$V = \frac{\pi n r_k}{30 i_{тр}} \quad (143)$$

Расчет ведется для каждой передачи. Соответственно, берут и значения  $i_{тр}$ .

4. Рассчитать по формулам (141) и (33) значения касательной силы тяги  $P_k$  и силы сопротивления воздуха  $P_w$ .

5. Определить вес порожнего автомобиля по формуле (142).

6. Рассчитать значения динамического фактора для всех передач по формуле (140).

Результаты расчетов заносятся в таблицу 2.12 (графы 1...7).

Таблица 2.12 – Результаты расчета динамического фактора автомобиля

№ пере- дачи	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$V$ , м/с	$M$ , Н·м	$P_k$ , Н	$P_w$ , Н	$D$ , при	
						$\Gamma=1$	$\Gamma_{max}$
1	2	3	4	5	6	7	8
	6...7 значений						

По результатам расчетов можно построить динамическую характеристику для порожнего автомобиля (рисунок 2.9). Соответственно числу передач на характеристике наносят кривые динамического фактора.

Чем ниже номер передачи, т. е. чем больше  $i_{тр}$ , тем выше расположение кривых динамического фактора вследствие увеличения  $P_k$  и уменьшения  $P_w$ . Слева кривые ограничены скоростью при минимальной частоте вращения коленчатого вала, при которой возможна работа двигателя, а справа скоростью при допустимой максимальной частоте вращения двигателя.

Точки перегиба кривых соответствуют работе двигателя при максимальном крутящем моменте  $M_{max}$ .

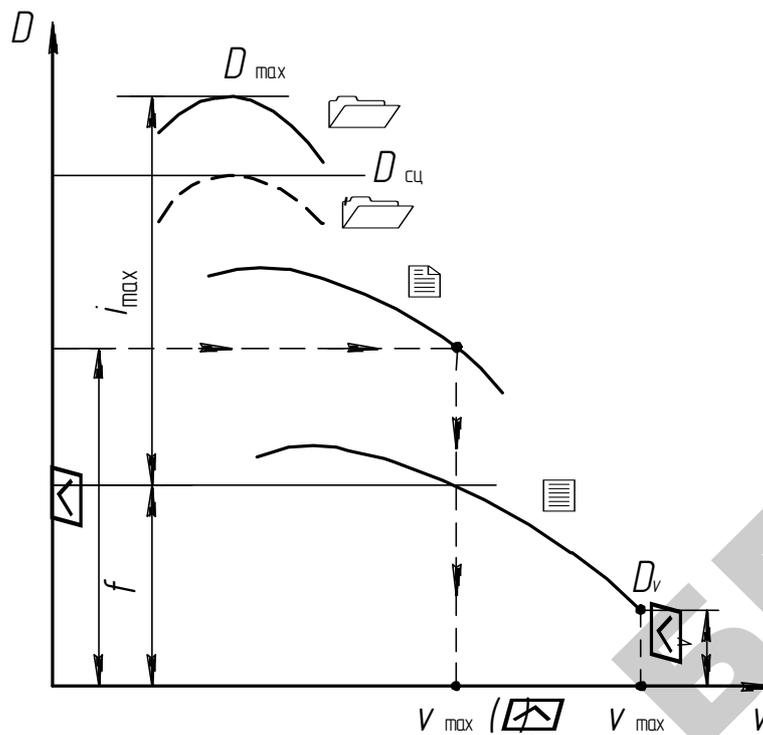


Рисунок 2.9 – Динамическая характеристика автомобиля с трехступенчатой трансмиссией

При выполнении курсовой работы динамическую характеристику порожнего автомобиля отдельно не строят, т. к. она не является универсальной (не учитывает зависимость динамического фактора от веса автомобиля).

Однако, полученные данные (таблица 2.12) используются для построений согласно п. 2.5.3.

Некоторые характерные параметры, важные для дальнейшего анализа:

$D_{\max}$ ,  $D_v$  – соответственно максимальное значение динамического фактора и минимальное при наибольшей скорости;

$V_{\max(\psi)}$  – максимальная скорость и номер передачи (II) при движении в заданных условиях (коэффициент  $\psi$ );

$\psi$  – приведенный коэффициент сопротивления дороги;

$f$  – коэффициент сопротивления качению;

$i_{\max}$  – максимальный подъем, преодолеваемый в заданных условиях:

$$i_{\max} = D_{\max} - f. \quad (144)$$

Для установившегося движения

$$D = \psi. \quad (145)$$

Приведенный коэффициент сопротивления дороги  $\psi$  определяется из выражения:

$$\psi = f \pm i, \quad (146)$$

где  $i$  – уклон дороги. Значение уклона дороги  $i = \operatorname{tg} \alpha$  является безразмерной величиной и для характерных уклонов дорог до  $5^\circ$  изменяется в пределах  $0 \dots 0,087$ . Здесь  $\alpha$  – уклон дороги в градусах.

Также на приведенной динамической характеристике отмечена линия  $D_{\text{сц}}$ . Это возможное значение динамического фактора по сцеплению ведущих колес с дорогой. Недостаточное сцепление проявляется, как правило, при больших тяговых усилиях и малых скоростях движения. Поэтому пренебрегаем влиянием сопротивления воздуха и максимальное значение динамического фактора по сцеплению рассчитываем по формуле:

$$D_{\text{сц}} = \lambda_{\text{к}} \varphi_{\text{сц}}. \quad (147)$$

Из рисунка 2.9 видно, что на I передаче значения динамического фактора  $D$  выше  $D_{\text{сц}}$ . Следовательно, тронуться места на I передаче невозможно из-за буксования ведущих колес. Для обеспечения возможности движения по сцеплению на I передаче необходимо уменьшить подачу топлива (перейти на частичный режим работы двигателя). При этом значение динамического фактора снижается, и его максимальное значение должно соответствовать кривой I'.

Приведенные выше сведения о характерных параметрах динамической характеристики важны для дальнейшего построения и анализа универсальной динамической характеристики.

### 2.5.3 Расчет и построение универсальной динамической характеристики автомобиля

Динамическую характеристику для порожнего автомобиля можно дополнить и сделать пригодной для анализа динамических качеств автомобиля при любой весовой нагрузке. Такая характеристика называется универсальной динамической характеристикой. На рисунке 2.10 приведен образец такой характеристики для автомобиля с четырехступенчатой механической трансмиссии.

Определяем коэффициент нагрузки автомобиля –  $\Gamma$ . Его значение равняется отношению рассматриваемой массы автомобиля (автопоезда) к массе снаряженного автомобиля (без прицепа). При порожнем автомобиле  $\Gamma = 1$ . При полной массе автомобиля (автопоезда)  $\Gamma = \Gamma_{\text{max}}$ . Для автопоездов значение  $\Gamma_{\text{max}}$  задается в задании, а для одиночных автомобилей рассчитывается студентом самостоятельно на основании данных п. 2.1.2.1:

$$\Gamma_{\max} = \frac{m_a}{m_c}. \quad (148)$$

Порядок построения универсальной динамической характеристики:

1. Строим динамическую характеристику порожнего автомобиля (п. 2.5.2).
2. По оси ординат выбираем характерную точку динамического фактора (например,  $D = 1$ ) и проводим вторую ось абсцисс, на которой строим шкалу коэффициента нагрузки. При этом положение точки  $\Gamma_{\max}$  на оси должно соответствовать или быть правее точки  $V_{\max z}$  нижней оси абсцисс.

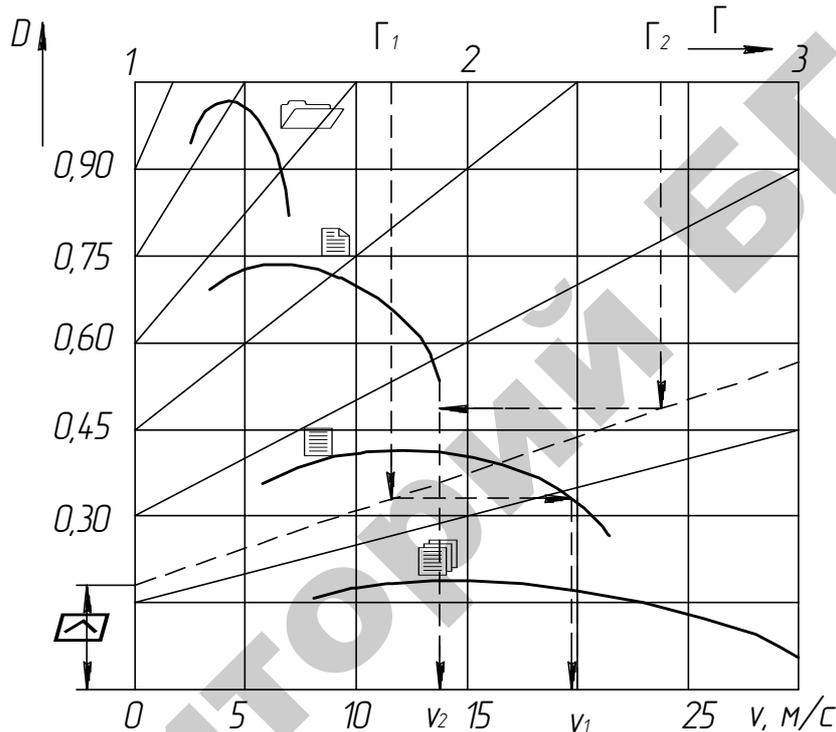


Рисунок 2.10 – Универсальная динамическая характеристика автомобиля

3. Равномерно разбив шкалу  $\Gamma$ , наносим координатную сетку.
4. Строим масштабные шкалы динамического фактора. Масштаб динамического фактора на любой вертикали, соответствующей любому значению  $\Gamma > 1$ , должен быть в  $\Gamma$  раз ниже, чем для порожнего автомобиля ( $\Gamma = 1$ ). Значение динамического фактора будет также в  $\Gamma$  раз ниже. Например (рисунок 2.10), если выбрать осью ординат вертикаль, проходящую через точку  $\Gamma = 2$ , то на ней масштаб динамического фактора должен быть в 2 раза меньше, чем для порожнего автомобиля. Поэтому на вертикали, соответствующей  $\Gamma = 2$ , откладываем отрезки в соответствии со шкалой для  $\Gamma = 1$ , но в 2 раза большей длины. Так, если длина отрезка на оси ординат при  $\Gamma = 1$ , соответствующая значению  $D = 0,15$ , равняется 10 мм, то на вертикали при  $\Gamma = 2$  это будет 20 мм. Соединяем точки динамического фактора при  $\Gamma = 1$  и  $\Gamma = 2$  наклонными прямыми. Точки пересечения этих прямых с каж-

дой вертикалью образуют свою масштабную шкалу динамического фактора для соответствующей нагрузки ( $\Gamma$ ).

5. Рассчитываем значения динамического фактора при  $\Gamma = \Gamma_{\max}$  путем деления значений динамического фактора при  $\Gamma = 1$  (графа 7, таблица 2.12) на  $\Gamma_{\max}$ . Эти значения должны соответствовать точкам пересечения наклонных линий с вертикалью при  $\Gamma = \Gamma_{\max}$ .

Заполняем графу 8 таблицы 2.12.

6. Оцениваем возможность реализации динамического фактора по сцеплению (п. 2.5.2, формула (147)). При этом указываем, для каких дорожных условий сделана оценка (асфальт, сухая грунтовая дорога или др.).

Универсальная динамическая характеристика автомобиля изображается на листе формата А4 и помещается по тексту записки.

С помощью универсальной динамической характеристики решаются задачи определения максимальной скорости движения при заданных приведенных коэффициентах сопротивления дороги  $\psi$  ( $\psi = D$ ), определение максимального подъема  $i_{\max}$ , преодолеваемого на дороге с заданным коэффициентом  $f$ , определение передач, на которых может двигаться автомобиль в заданных условиях, определение наихудших дорожных условий движения автомобиля и др. Частично это отражено в п. 2.5.2. На рисунке 2.10 показано, что при заданном  $\psi$  и коэффициенте  $\Gamma_1$  автомобиль может двигаться на III передаче со скоростью  $V_1$ , а при  $\Gamma_2$  соответственно на II передаче со скоростью  $V_2$ . Примерный анализ динамической характеристики приведен ниже.

#### 2.5.4 Анализ динамической характеристики автомобиля

1. При заданных значениях приведенного коэффициента сопротивления дороги  $\psi_1 = \dots, \psi_2 = \dots, \psi_3 = \dots$  порожний автомобиль ( $\Gamma = 1$ ) может двигаться соответственно на  $\dots, \dots, \dots$  (указываем число передач)\* передачах. Максимальная скорость составит  $\dots, \dots, \dots$  (указываем значения наибольшей скорости для заданных  $\psi$ ) м/с. При полной нагрузке ( $\Gamma = \Gamma_{\max}$ ) число передач и максимально возможные скорости снижаются и, например, при  $\psi_2 = \dots$  возможно движение на  $\dots$  передачах с максимальной скоростью  $\dots$  м/с (можно взять другое или несколько значений  $\psi$ ).

2. Максимальное значение динамического фактора для порожнего автомобиля на первой передаче  $D_{\max 1} = \dots$  при скорости  $\dots$  м/с, на второй  $D_{\max 2} = \dots$  при скорости  $\dots$  м/с,  $\dots$  (и так для всех передач). Однако наибольшее значение динамического фактора по сцеплению колес с опорным основанием  $D_{\text{сц}}$  составляет  $\dots$ .

\* Курсивом в скобках выделены дополнительные разъяснения и рекомендации.

Следовательно, на первой передаче (*как правило*)  $D_{\max 1} = D_{\text{ц}} = \dots$ . Работа автомобиля возможна на частичных режимах двигателя.

С повышением нагрузки автомобиля динамический фактор снижается пропорционально коэффициенту нагрузки  $\Gamma$ .

3. При установившемся движении максимальный подъем в градусах, преодолеваемый автомобилем:

$$\alpha_{\max} = \arctg i_{\max} = D_{\max} - f$$

(в курсовой работе рекомендуется определить значение  $\alpha_{\max}$  для движения порожнего и груженого автомобиля на двух высших передачах для двух дорожных покрытий ( $f$  по приложению К)).

Например, для сухой грунтовой дороги ( $f = 0,03$ ), соответственно, для III и IV передач по рисунку 2.10 (*см. характеристику построенной в курсовой работе*) значения максимального динамического фактора для порожнего автомобиля ( $\Gamma = 1$ ) составят соответственно 0,42 и 0,195.

Тогда на III передаче:

$$\alpha_{\max} = \arctg (0,42 - 0,03) \approx 21^{\circ}20'.$$

На IV передаче:

$$\alpha_{\max} = \arctg (0,195 - 0,03) = 9^{\circ}30'.$$

Для груженого автомобиля ( $\Gamma = 3$ ) значения максимального динамического фактора уменьшается в три раза и составляет соответственно 0,14 и 0,065. При этом максимальные углы подъема на III и IV передачах в заданных условиях получим:

$$\alpha_{\max} = \arctg (0,14 - 0,03) \approx 6^{\circ}20'.$$

$$\alpha_{\max} = \arctg (0,065 - 0,03) = 2^{\circ}.$$

### 2.5.5 Расчет и построение экономической характеристики автомобиля

На расход топлива при работе автотранспорта влияют конструкционные, технические, эксплуатационные и другие факторы.

Одним из основных измерителей топливной экономичности автомобиля, как эксплуатационного свойства, является количество топлива  $Q_s$ , расходуемое на

100 км пути при равномерном движении с определенной скоростью в заданных дорожных условиях.

Графики изменения расхода топлива  $Q_s$  от скорости движения  $V$  называются экономической характеристикой автомобиля. Она может быть построена для любой передачи, массы автомобиля, условий движения. В курсовой работе рассчитывается экономическая характеристика для груженого автомобиля массой  $m_a$  при движении на прямой (высшей) передаче при трех значениях приведенного коэффициента сопротивления дороги  $\psi$ , значения которого указаны в задании.

Расчет расхода топлива на 100 км пути (л/(100 км)) производится по формуле:

$$Q_s = \frac{g'_e N'_e}{10^3 \rho_T} \cdot \frac{100}{3,6V} = \frac{g'_e N'_e}{36\rho_T V}, \quad (149)$$

где  $g'_e$  – удельный расход топлива, соответствующий данному нагрузочному режиму работы двигателя, г/(кВт·ч);

$N'_e$  – мощность, развиваемая двигателем при работе автомобиля в рассматриваемых условиях, кВт;

$\rho_T$  – плотность топлива, кг/л;

$V$  – скорость движения, м/с.

Расчет и построение экономической характеристики производится на основе данных внешней скоростной характеристики дизельного или бензинового двигателя (п. 2.3.2.2, 2.3.3). Используются графики эффективной мощности и удельного расхода топлива.

При движении автомобиля в неизменных дорожных условиях ( $\psi = \text{const}$ ) изменение его скорости возможно только при изменении числа оборотов двигателя (изменение положения педали акселератора). В результате происходит отклонение показателей от значений показателей, соответствующих внешней скоростной характеристике. В частности, уменьшается мощность двигателя и возрастает удельный расход топлива.

Для расчета  $g'_e$  используем формулу:

$$g'_e = g_e k, \quad (150)$$

где  $g_e$  – значение удельного расхода топлива по внешней скоростной характеристике двигателя, г/(кВт·ч);

$k$  – коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива от степени использования мощности двигателя, т. е. от  $\frac{N'_e}{N_e}$ .

Здесь  $N_e$  – мощность двигателя по внешней скоростной характеристике.

Значения  $k$  можно определить по графику (рисунок 2.11).

Мощность двигателя  $N'_e$  равняется сумме мощностей, затрачиваемых на преодоление сопротивления дороги  $P_\psi$  и воздуха  $P_w$ :

$$N'_e = \frac{(P_\psi + P_w)V}{10^3 \eta_{\text{тр}}} . \quad (151)$$

Значение КПД трансмиссии берется для прямой (высшей) передачи ( $\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{трз}}$ ).

Значение  $P_\psi$  (Н) рассчитываем по формуле:

$$P_\psi = \psi g m_a . \quad (152)$$

Силу сопротивления воздуха находим по формуле (33).

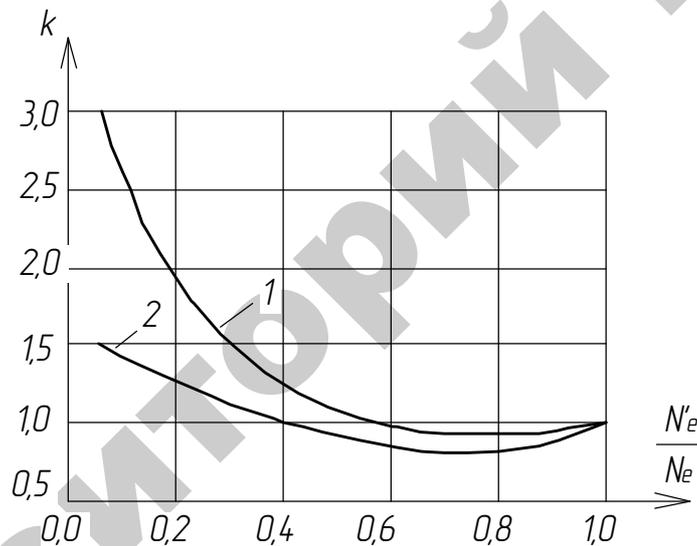


Рисунок 2.11 – Значение коэффициента  $k$   
1 – для бензиновых двигателей; 2 – для дизелей

Порядок расчета и построения экономической характеристики следующий:

1. По внешней скоростной характеристике для 6...8 значений частоты вращения двигателя определяем удельный расход топлива  $g_e$  и мощность двигателя  $N_e$ . Используем участок скоростной характеристики при  $(0,3...0,4) n_H < n < n_H$ .

2. По формуле (143) рассчитываем скорости движения автомобиля на прямой передаче при выбранных оборотах двигателя.

3. По формулам (152) и (33) рассчитываем силы сопротивления дороги и воздуха. Расчет  $P_\psi$  ведется для каждого заданного значения  $\psi$ . Сила  $P_w$  зависит от скорости движения.

4. Рассчитываем развиваемую двигателем мощность  $N'_e$  по формуле (151) для всех значений  $\psi$  и  $V$ .

5. Находим соотношения  $\frac{N'_e}{N_e}$  при выбранных оборотах двигателя и определяем коэффициент  $k$ .

6. Рассчитываем текущий удельный расход топлива  $g'_e$  по формуле (150).

7. Определяем расход топлива на 100 км по формуле (149) для заданных дорожных условий ( $\psi$ ). Значение плотности топлива для бензиновых двигателей принимаем 0,73 кг/л, для дизелей 0,85 кг/л.

Результаты заносим в таблицу 2.13. Таблица заполняется по мере выполнения расчетов.

Таблица 2.13 – Результаты расчета расхода топлива

$\psi$	$n$ мин <sup>-1</sup>	$V$ м/с	$P_\psi,$ $H$	$P_w,$ $H$	$N_e,$ кВт	$N'_e,$ кВт	$\frac{N'_e}{N_e}$	$k$	$g_e,$ г/(кВт·ч)	$g'_e,$ г/(кВт·ч)	$Q_s,$ л/100 км
(по заданию)	6...8 знач.										

Экономическая характеристика имеет вид, показанный на рисунке 2.12.

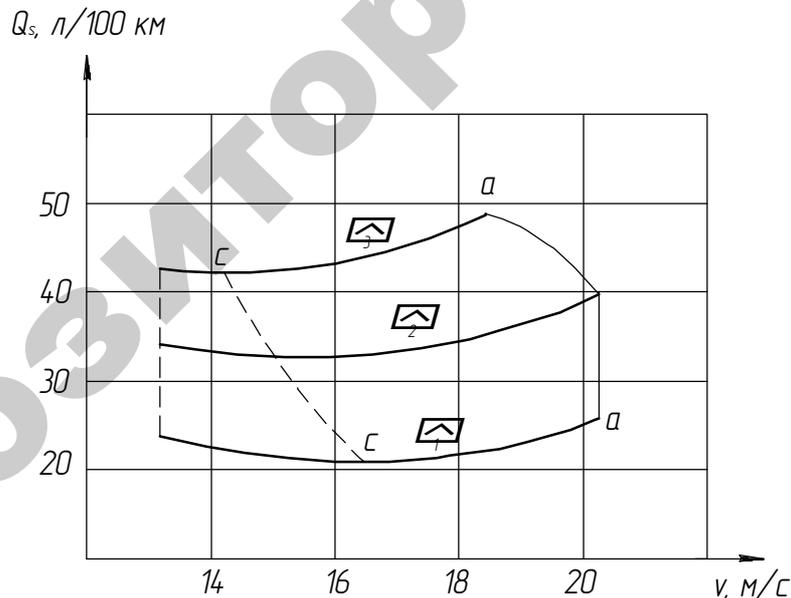


Рисунок 2.12 – Экономическая характеристика автомобиля

Показано изменение расхода топлива  $Q_s$  при заданных значениях  $\psi$  в зависимости от скорости движения. На характеристике изображены также две резюмирующие кривые: огибающая кривая  $a-a$  максимальных скоростей движения на разных дорогах, соответствующая полному использованию установленной мощ-

ности двигателя, и кривая  $c-c$  наиболее экономичных скоростей, соответствующих минимальному расходу топлива в заданных дорожных условиях. Из-за невозможности загрузки двигателя в хороших дорожных условиях максимальные скорости для некоторых условий будут одинаковыми (при  $\psi \leq 0,04$ ). Если точки рассчитанных значений  $Q_s$  не накладываются на одну линию, то последняя проводится как средняя между точками.

Экономическая характеристика автомобиля изображается на листе формата А4 и помещается по тексту записки.

Предпочтительнее миллиметровая бумага. Это облегчает анализ характеристик.

По изложенной методике необходимо также выполнить расчет контрольного расхода топлива на 100 км. В курсовой работе расчет выполняется для условий движения по хорошему асфальту ( $\psi = 0,01$ ), скорости движения 60 км/ч (16,6...16,7 м/с) и соответствующих ей параметров скоростной характеристики двигателя. Полученное значение сравнивается с контрольным расходом топлива автомобиля-прототипа. По контрольному расходу рассчитывается объем бака, исходя из пробега  $S$ , равного 500...600 км:

$$V_6 = \frac{S \cdot Q_s}{100}, \text{ л.} \quad (153)$$

Полученное значение округляется до числа, кратного пяти.

### 2.5.6 Анализ экономической характеристики автомобиля

1. Расход топлива на 100 км зависит от условий движения. При заданных значениях  $\psi_1 = \dots, \psi_2 = \dots, \psi_3 = \dots$  минимальные значения расхода топлива на 100 км для проектируемого автомобиля составляют соответственно ...л, ...л, ...л. Эти расходы обеспечиваются при скоростях движения ...м/с, ...м/с, ...м/с.

Кривая  $c-c$  соответствует минимальным значениям расхода топлива на 100 км пути.

2. Характер кривых расхода топлива зависит от удельного расхода топлива и изменения сопротивления движению в зависимости от скорости. Увеличение расхода топлива левее кривой  $c-c$  связано с переходом на менее экономичные режимы работы двигателя, а правее кривой  $c-c$  – в основном из-за роста силы сопротивления воздуха, которая пропорциональна квадрату скорости.

3. Кривая  $a-a$  отражает расход топлива в соответствующих условиях при максимальных скоростях движения автомобиля. Для заданных значений  $\psi_1 = \dots, \psi_2 = \dots, \psi_3 = \dots$  значения этих скоростей составляют ...м/с, ...м/с, ...м/с.

Слева кривые расхода топлива ограничены при минимальной устойчивой скорости движения автомобиля.

4. Контрольный расход топлива проектируемого автомобиля составляет ... л/100 км. У автомобиля-прототипа (указать марку) этот расход составляет ... л/100 км. Необходимая емкость бака проектируемого автомобиля ... л.

### 2.5.7 Итоговые результаты расчета параметров автомобиля

Результаты расчетов автомобиля сводим в таблицу 2.14. В таблице представлены общие сведения об автомобиле, параметрах двигателя, трансмиссии, ходовой части, показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля.

Таблица 2.14 – Сводные показатели спроектированного автомобиля сельскохозяйственного назначения

Показатели	Обозначение	Ед. изм.	Значения
1	2	3	4
<b>Общие</b>			
Тип автомобиля			
Грузоподъемность автомобиля	$m_r$	кг	
Полная масса автомобиля	$m_a$	кг	
Распределение полной массы автомобиля			
- на переднюю ось		кг	
- на заднюю ось (тележку)		кг	
Ширина колеи	$B$	м	
Объем платформы	$V_k$	м <sup>3</sup>	
<b>Двигатель</b>			
Номинальная мощность	$N_{ен}$	кВт	
Номинальная частота вращения коленчатого вала	$n_n$	мин <sup>-1</sup>	
Номинальный удельный эффективный расход топлива	$g_{ен}$	г/(кВт·ч)	
Коэффициент запаса крутящего момента	$K_m$		
Коэффициент приспособляемости по частоте вращения	$K_{об}$		
Литраж двигателя	$V_l$	л	
<b>Трансмиссия и ходовая часть</b>			
Количество передач трансмиссии	$z$	-	
Колесная формула	-	-	
Ведущие колеса			
- обозначение	-	-	
- расчетный радиус	$r_k$	м	
- давление воздуха в шинах		МПа	
Расчетные (теоретические) скорости движения автомобиля при $n_n$ на передачах			
- первая	$V_{max1}$	м/с	
- вторая	$V_{max2}$	м/с	
- ...	...	м/с	
- прямая	$V_{max z}$	м/с	

Продолжение таблицы 2.14

1	2	3	4
Тягово-скоростные свойства и показатели топливной экономичности			
Максимальные значения динамического фактора по двигателю на передачах	$D_{\max 1}$ $D_{\max 2}$ ... $D_{\max z}$	- - - -	
Максимально допустимый по сцеплению динамический фактор	$D_{\text{сц}}$	-	
Коэффициент нагрузки автомобиля или автопоезда	$\Gamma_{\max}$	-	
Наименьший расход топлива груженого автомобиля при значении приведенного коэффициента сопротивления дороги: $\psi_1 =$ $\psi_2 =$ $\psi_3 =$	$Q_s$	л/100 км	
Наиболее экономичные скорости движения при $\psi_1 =$ $\psi_2 =$ $\psi_3 =$	$V$	м/с	
Контрольный расход топлива ( $\psi = 0,01$ )	$Q_s$	л/100 км	
Вместимость топливного бака	$V_6$	л	

Делается краткий анализ полученных данных, сравнение с прототипом.

## 2.6 Рекомендации по оформлению в курсовой работе заключения и списка использованных источников

В заключении обобщаются основные результаты, полученные при выполнении курсовой работы. Информация базируется на данных итоговых таблиц, промежуточных анализах, выполненных в разделах. Приводятся сведения о массе разработанного трактора или автомобиля, мощности его двигателя, расхода топлива и т. п. Сравниваются параметры разработанного варианта и прототипа.

Рекомендуемый объем заключения – около одной страницы машинописного текста.

В списке использованных источников приводится перечень тех пособий, которые использовались при выполнении курсовой работы и на которые в тексте пояснительной записки есть ссылки. Оформление – в соответствии с рекомендациями, принятыми в БГАТУ [1].

### Список использованных источников

1. Общие требования к организации проектирования и правила оформления дипломных и курсовых проектов (работ) : учебно-методическое пособие / Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2015. – 136 с.
2. Положение о порядке организации курсового проектирования и защиты курсовых проектов (работ) (введено в действие приказом № 176 от 26.06.2014);
3. Скотников, В. А. Основы теории и расчета тракторов и автомобилей / В. А. Скотников, А. А. Машенский, А. С. Солонский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
4. Кутьков, Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г. М. Кутьков. – М.: КолосС, 2004. – 504 с.
5. Шарипов, В. М. Конструирование и расчет тракторов / В. М. Шарипов. – М.: Машиностроение, 2004. – 592 с.
6. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория: учебное пособие / В. П. Бойков [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, профессора В. П. Бойкова. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2012. – 543 с.
7. Шабуня, Н. Г. Основы теории и расчета тракторных и автомобильных двигателей : пособие / Н. Г. Шабуня. – Минск: БГАТУ, 2013. – 192 с.
8. Колчин, А. М. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М.: Высш. шк., 2008. – 496 с.
9. Карташевич, А. Н. Двигатели внутреннего сгорания. Основы теории и расчета : учебное пособие / А. Н. Карташевич, Г. М. Кухаренок. – Горки, Белорусская государственная сельскохозяйственная академия, 2011. – 312 с.
10. Николаенко, А. В. Теория, конструирование и расчет автотракторных двигателей / А. В. Николаенко. – Москва: Колос, 1992. – 414 с.
11. Вахламов, В. К. Автомобили: Эксплуатационные свойства : учебник для студ. высш. учеб. заведений/ В. К. Вахламов. – М.: Издат. центр «Академия», 2005. – 240 с.
12. Литвинов, А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Форобин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А.1 – Тяговые классы сельскохозяйственных и лесохозяйственных тракторов по ГОСТ 27155-86

Тяговый класс	Значения номинального тягового усилия $P_{крн}$ , кН
0,2	от 1,8 до 5,4
0,6	св. 5,4 до 8,1
0,9	св. 8,1 до 12,6
1,4	св. 12,6 до 18
2	св. 18 до 27
3	св. 27 до 36
4	св. 36 до 45
5	св. 45 до 54
6	св. 54 до 72
8	св. 72 до 108

**ПРИЛОЖЕНИЕ Б**  
**Технические данные по сельскохозяйственным тракторам**

Таблица Б.1 – Технические данные по сельскохозяйственным тракторам с мощностью двигателя до 150 л. с.

Наименование параметра	Модель трактора «Беларус»									
	311М	422	622	80.1	82.1	920	1025.3	1222.3	1523.3	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Модель двигателя	MMZ-3LD	LDW 2204	LDW 2204Т	Д-243	Д-243	Д-243	Д-245S2	Д-260.2S2	Д-260.1S2	
Мощность двигателя номинальная, кВт	26	36,6	46	59,6	59,6	59,6	81	100	114	
Частота вращения номинальная, мин <sup>-1</sup>	3000	3000	3000	2200	2200	2200	2200	2100	2100	
Тяговый класс	0,6	0,6	0,9	1,4	1,4	1,4	1,4	2	3	
Колесная формула	4x2	4x4a	4x4a	4x2	4x4a	4x4a	4x4a	4x4a	4x4a	
Диапазон скоростей движения, км/ч										
вперед	1,0...25,2	1,0...25,2	1,0...25,2	1,89...33,4	1,89...33,4	2,60...37,0	2,3...36,6	1,54...35	1,74...32,58	
назад	1,83...13,3	1,83...13,3	1,83...13,3	3,98...8,97	3,98...8,97	5,0...11,3	4,1...17,2	2,75...16,4	2,73...15,61	
Задний ВОМ независимый, мин <sup>-1</sup> синхронный, об/м. пути	540/1000	540/1000	585/1094	540/1000	540/1000	540/1000	583/1020	540/1000	540/1000	
Колея, мм										
передних колес	1000/1350	1250/1350	1350/1800	1450...1850	1400...1970	1400...1970	1400...1970	1550...2100	1540...2090	
задних колес	1250/1400	1250/1350	1350/1800	1400...2100	1400...2100	1400...2100	1400...2100	1450...2200	1600...2440	
Продольная база, мм	1660	2040	2065	2370	2450	2450	2570	2760	2850	
Продольная координата центра тяжести, мм	625	820	830	852	852	884	1010	1120	1380	

Продолжение таблицы Б.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры шин: передних колес задних колес	6.50-16 11.2R20	7.50-16 11.2R20	7.50-16 360/70R24	9.00-20 15.5R38	360/70R24 15.5R38	360/70R24 16.9R38	360/70R24 16.9R38	420/70R24 18.4R38	420/70R24 18.4R38
Статический радиус, м: передних колес задних колес*	0,362 0,450	0,370 0,450	0,370 0,507	0,430 0,730	0,507 0,730	0,507 0,770	0,507 0,770	0,540 0,800	0,540 0,800
Передаточное число заднего ведущего моста $i_0$	19,876	22,019	22,019	18,135	18,135	18,135	18,135	23,430	23,430
Масса конструкционная, кг	1480	2050	2120	3190	3520	3620	4250	5300	5700
Масса эксплуатационная, кг	1620	2180	2410	3770	4000	4100	4500	5730	6000
Распределение эксплуатационной массы по мостам, кг: на передний на задний	650 970	870 1310	960 1450	1315 2455	1570 2430	1620 2480	1770 2730	2300 3430	2400 3600

\* – Принимается в качестве расчетного радиуса колеса  $r_k$ .

Таблица Б.2 – Технические данные по сельскохозяйственным тракторам с мощностью двигателя более 150 л.с.

Наименование параметра	Модель трактора «Беларусь»							«Кировец»
	2022.3	2103	3022В	3022ДЦ.1	3522	4522		
1	2	3	4	5	6	7	8	
Модель двигателя	Д-260.4S2	Д-260.4S2	Д-262S2	BF06M1013FC	DEUTZ TCD 2013 L06 4V	CATERPILLAR C13	TM3-8481.10	
Мощность двигателя номинальная, кВт	156	156	220,6	223,0	261	317	257	
Частота вращения номинальная, мин <sup>-1</sup>	2100	2100	2100	2300	2200	2100	1900	
Тяговый класс	3	4	5	5	5	6	6	
Колесная формула	4x4a	гусеничный	4x4a	4x4a	4x4a	4x4a	4x4b	
Диапазон скоростей движения, км/ч								
вперед	2,0...39,4	3,08...26,12	0,35...38,04	0,4...39,6	0,34...39,9	3,4...38,0	3,7...30,0	
назад	2,8...18,6	4,21...14,47	0,39...18,65	0,4...20,6	0,43...20,80	2,9...16,0	5,1...24,3	
Задний ВОМ независимый, мин <sup>-1</sup> синхронный, об/м. пути	540/1000 3,3/6,2	540/1000	11000	1000	1000	1000	1000	
Колея, мм								
передних колес	1600...2100		1950	1950	2150	2150	2100	
задних колес	1600...2400	1600	2392...2652	2392...2652	2316...2656	2316...2656	2100	
Продольная база, мм	2920	2300	2960	3010	3000	3100	3760	
Продольная координата центра тяжести, мм	1380	1290	1410	1410	1420	1420	2200	
Размеры шин:								
передних колес	420/70R24	ведущая	540/65R30	540/65R30	600/65R34	600/65R34	30.5LR32	
задних колес	580/70R42	звездочка	620/70R42	620/70R42	710/70R42	710/70R42	30.5LR32	
Статический радиус, м:								
передних колес	0,540	0,490	0,664	0,664	0,740	0,740	0,830	
задних колес*	0,870		0,885	0,885	0,940	0,940	0,830	

Продолжение таблицы Б.2

1	2	3	4	5	6	7	8
Передаточное число заднего ведущего моста $i_0$	27,198	16,410	27,618	27,618	27,618	27,618	17,520**
Масса конструкционная, кг	6680	9655	10500	10500	11500	12500	14680
Масса эксплуатационная, кг	7220	11515	11500	11500	12300	14785	15680
Распределение эксплуатационной массы по мостам, кг: на передний на задний	2890 4330	– –	5230 6270	5230 6270	5440 6860	6540 8245	9095 6585

\* – Принимается в качестве расчетного радиуса колеса  $r_k$ .

\*\* – Передаточное число переднего ведущего моста.







## Продолжение таблицы В.2

Обозначение шины	Нагрузка на шину, кг, при внутреннем давлении, кПа																							
	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	260	280	300	320	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
28LR26	2650	-	3000	-	2350	-	3550	-	3875	-	4125	-	4375	-	4625	-	4875	-	5150	-	-	-	-	
30.5LR32	2650	-	3000	-	3250	-	3550	-	3875	-	4125	-	4375	-	4625	-	4875	-	5150	-	-	-	-	
620/70R42	-	-	3650	-	4160	-	4660	-	5075	-	5450	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
710/70R42	-	-	3295	-	3780	-	4270	-	4755	-	5245	-	-	-	5730	-	-	-	6095	-	-	-	-	
	3515	-	4040	-	4635	-	5235	-	5835	-	6430	-	-	-	7030	-	-	-	7475	-	-	-	-	

Таблица В.3 Нормы нагрузок для шин тракторов и соответствующее давление воздуха в шинах направляющих колес.

Обозначение шины	Нагрузка на шину, кг, при внутреннем давлении, кПа																							
	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350	360	
	Диагональные шины																							
6.00-16	335	350	360	375	390	400	410	420	435	445	460	470	480	490	500	510	520	530	540	550	560	-	-	
6.50-16	390	400	415	430	445	460	475	490	505	510	525	540	555	565	580	590	600	615	-	-	-	-	-	
7.50-16	495	515	535	560	575	595	610	625	650	665	680	695	710	730	750	-	-	-	-	-	-	-	-	
7.50-20	580	605	625	650	670	695	715	735	760	780	800	815	835	845	875	-	-	-	-	-	-	-	-	
	580	605	625	650	670	695	715	735	760	780	800	815	835	845	875	890	910	930	945	960	975	995	1015	
9.00-20	780	815	840	870	900	935	960	985	1020	1045	1070	1095	1120	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	Радиальные шины																							
7.50R16	-	-	-	560	575	595	610	625	650	665	680	695	710	730	750	-	-	-	-	-	-	-	-	
9.00R20	780	815	840	870	900	935	960	985	1020	1045	1070	1095	1120	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

Примеры расшифровки обозначений шин:

13.6-20: ширина профиля шины 13,6 дюйм, посадочный диаметр 20 дюйм, (1 дюйм = 25,4 мм = 0,0254 м).

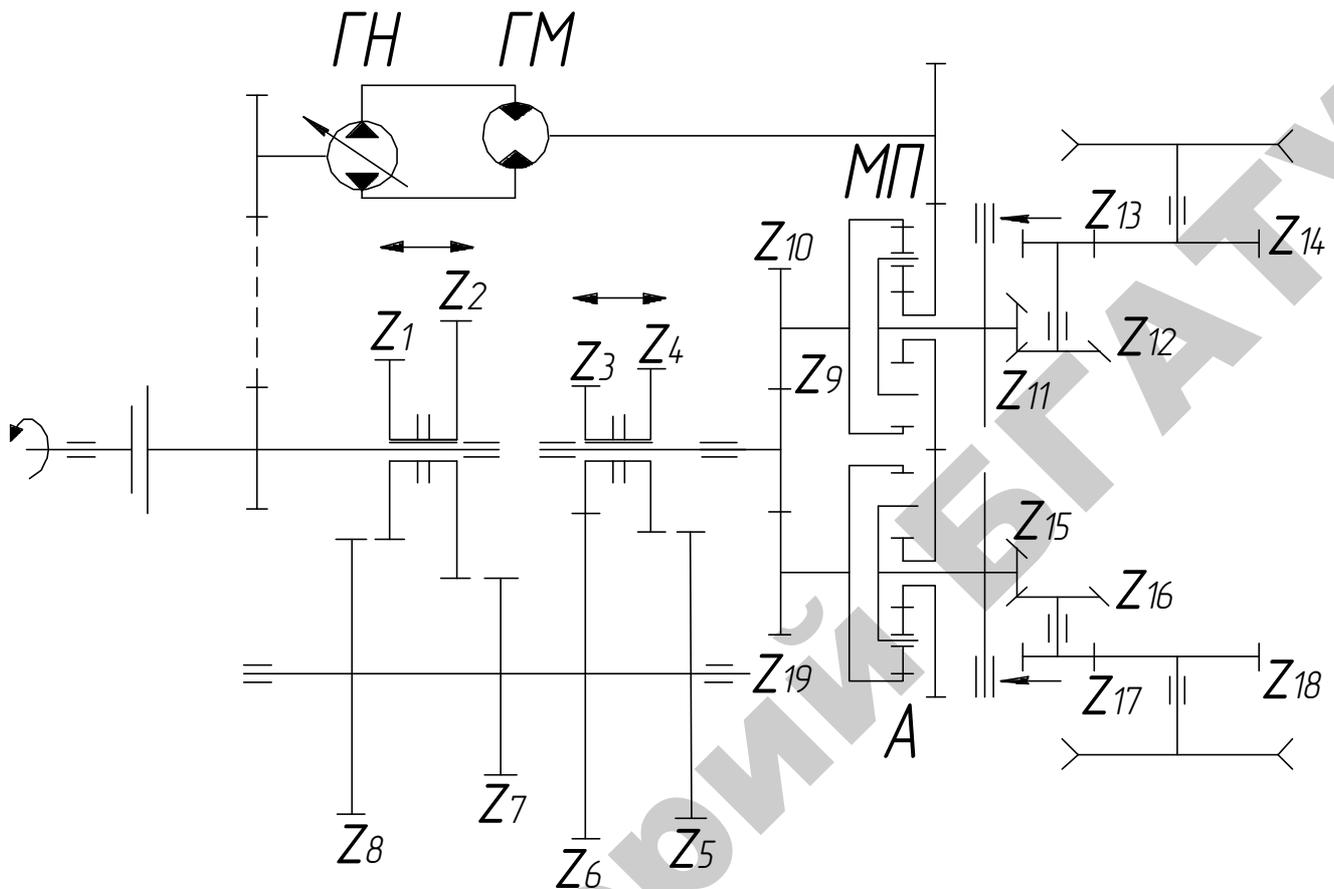
18.4/78-30: ширина профиля шины 18,4 дюйм, отношение высоты профиля шины к ширине 78%, посадочный диаметр 30 дюйм.

420/70R24: ширина профиля шины 420 мм, отношение высоты профиля шины к ширине 70%, радиальная шина R, посадочный диаметр 24 дюйм.

31×15,5R16: номинальный наружный диаметр 31 дюйм, ширина профиля шины 15,5 дюйм, радиальная шина R, посадочный диаметр 16 дюйм.

30.5L-32: ширина профиля шины 30,5 дюйм, низкопрофильная шина L, посадочный диаметр 32 дюйм.

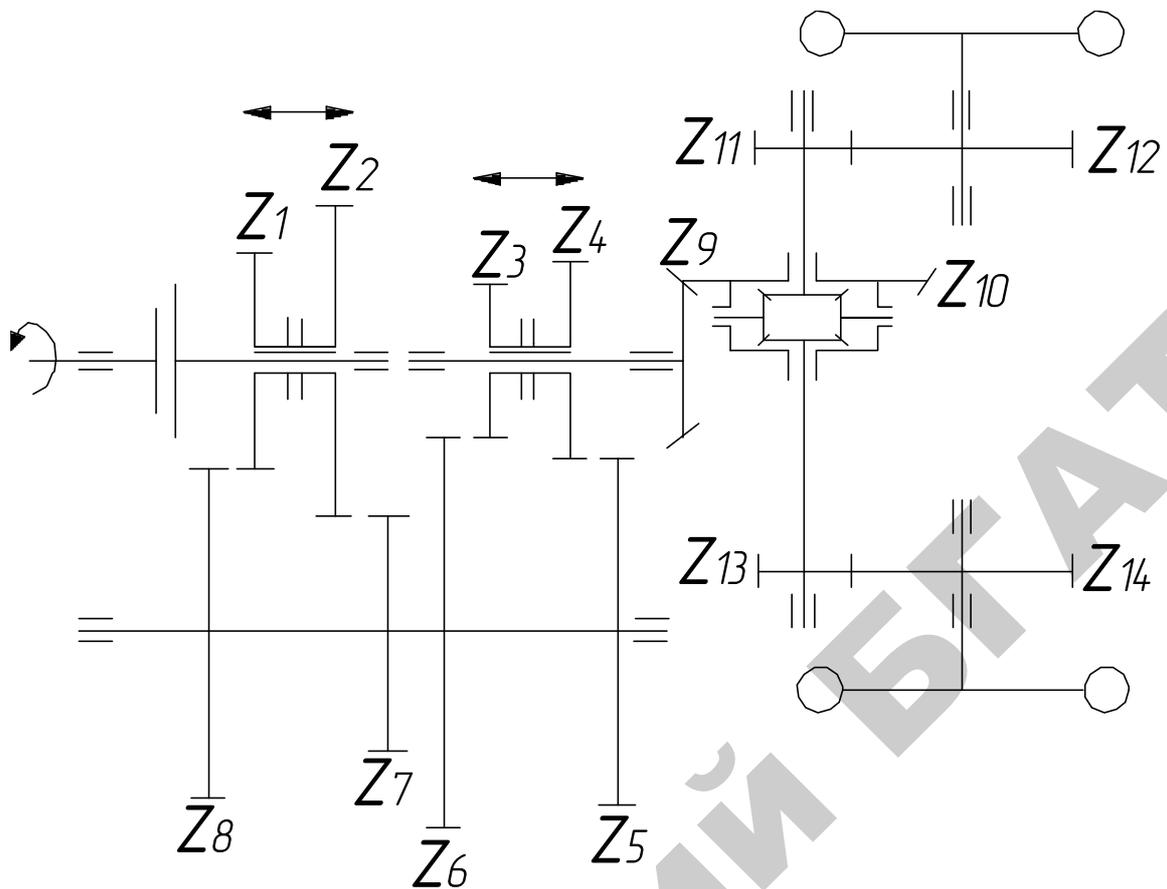
ПРИЛОЖЕНИЕ Г  
Кинематические схемы трансмиссий сельскохозяйственных тракторов



Передачи	I	II	III	IV
Шестерни, находящиеся в зацеплении	$\frac{z_8, z_3, z_{10}}{z_1, z_6, z_9}$ $\frac{z_{12}, z_{14}, z_{16}}{z_{11}, z_{13}, z_{15}}$ $\frac{z_{18}, z_{19}, A}{z_{17}, z_9}$	$\frac{z_8, z_4, z_{10}}{z_1, z_5, z_9}$ $\frac{z_{12}, z_{14}, z_{16}}{z_{11}, z_{13}, z_{15}}$ $\frac{z_{18}, z_{19}, A}{z_{17}, z_9}$	$\frac{z_7, z_3, z_{10}}{z_2, z_6, z_9}$ $\frac{z_{12}, z_{14}, z_{16}}{z_{11}, z_{13}, z_{15}}$ $\frac{z_{18}, z_{19}, A}{z_{17}, z_9}$	$\frac{z_7, z_4, z_{10}}{z_2, z_5, z_9}$ $\frac{z_{12}, z_{14}, z_{16}}{z_{11}, z_{13}, z_{15}}$ $\frac{z_{18}, z_{19}, A}{z_{17}, z_9}$
Передаточные числа коробки передач $i_k$				
Общее передаточное число трансмиссии $i_{TP}$				
КПД трансмиссии $\eta_{TP}$				

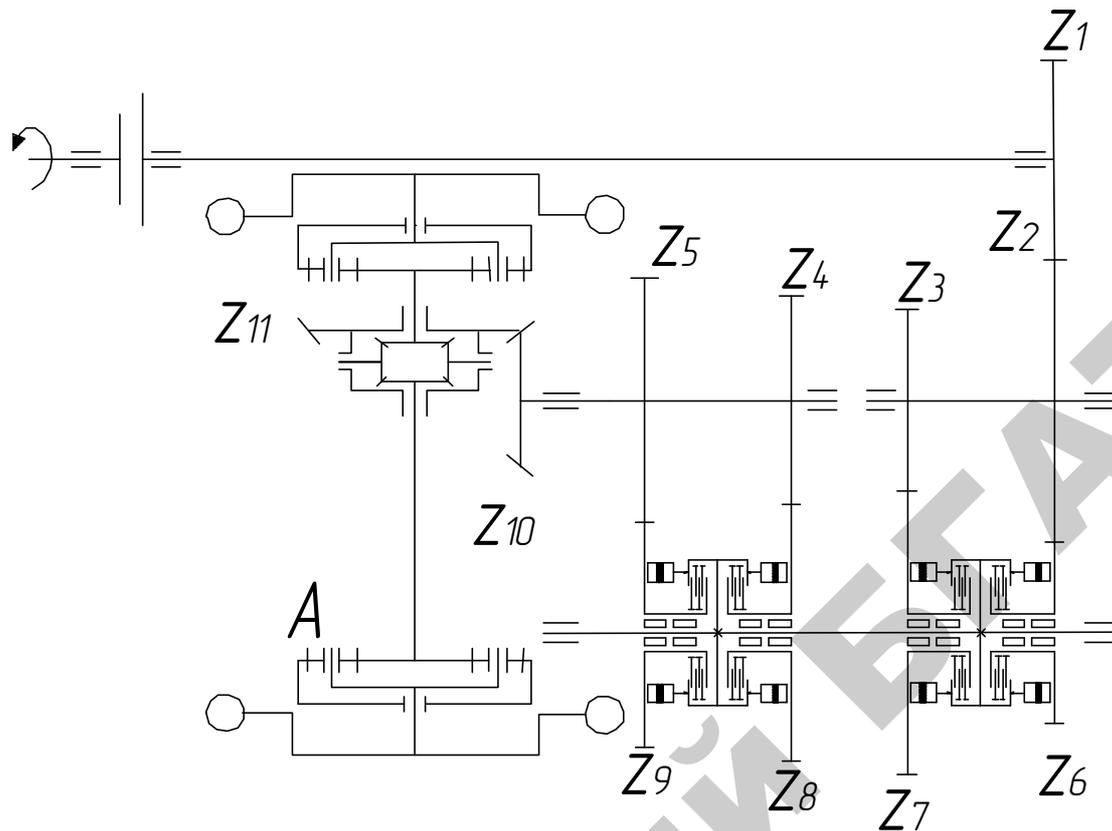
МП – механизм поворота, ГН – регулируемый насос, ГМ – нерегулируемый гидромотор, А – планетарная передача (2 шт.)

Рисунок Г.1 – Упрощенная кинематическая схема трансмиссии гусеничного трактора с четырехступенчатой коробкой передач и двойным дифференциальным механизмом поворота



Передачи	I	II	III	IV
Шестерни, находящиеся в зацеплении	$\frac{z_8, z_3, z_{10}}{z_1, z_6, z_9}$	$\frac{z_8, z_4, z_{10}}{z_1, z_5, z_9}$	$\frac{z_7, z_3, z_{10}}{z_2, z_6, z_9}$	$\frac{z_7, z_4, z_{10}}{z_2, z_5, z_9}$
Передаточные числа коробки передач $i_k$	$\frac{z_{12}, z_{14}}{z_{11}, z_{13}}$	$\frac{z_{12}, z_{14}}{z_{11}, z_{13}}$	$\frac{z_{12}, z_{14}}{z_{11}, z_{13}}$	$\frac{z_{12}, z_{14}}{z_{11}, z_{13}}$
Общее передаточное число трансмиссии $i_{TP}$				
КПД трансмиссии $\eta_{TP}$				

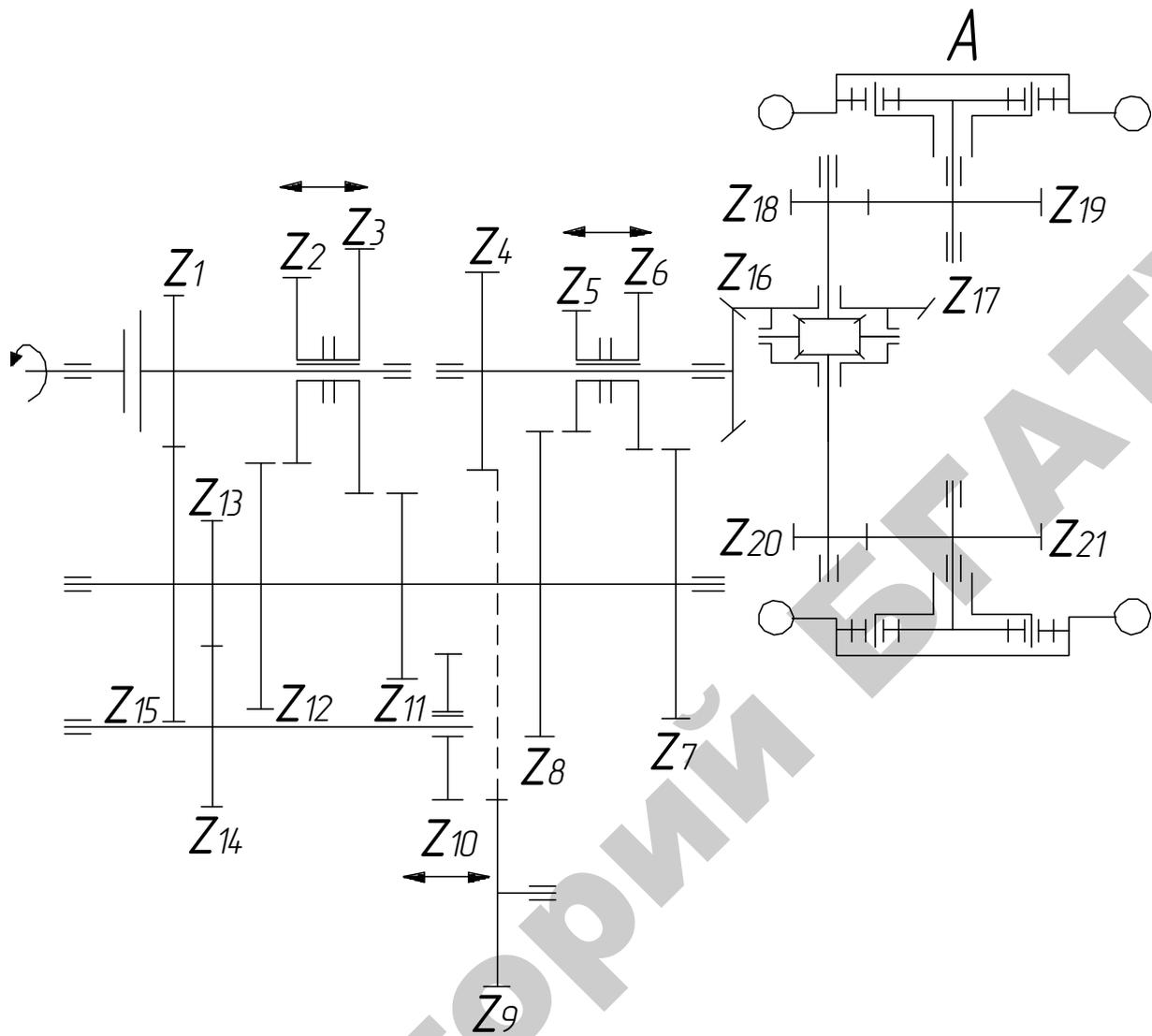
Рисунок Г.2 – Упрощенная кинематическая схема трансмиссии колесного трактора с четырехступенчатой коробкой передач и цилиндрической конечной передачей (тракторы с колесной формулой 4x2, 4x4a)



Передачи	I	II	III	IV
Шестерни, находящиеся в зацеплении	$\frac{z_2, z_6, z_4}{z_1, z_2, z_8}, \frac{z_{11}, A}{z_{10}}$	$\frac{z_2, z_6, z_5}{z_1, z_2, z_9}, \frac{z_{11}, A}{z_{10}}$	$\frac{z_2, z_7, z_4}{z_1, z_3, z_8}, \frac{z_{11}, A}{z_{10}}$	$\frac{z_2, z_6, z_5}{z_1, z_2, z_9}, \frac{z_{11}, A}{z_{10}}$
Передаточные числа коробки передач $i_k$				
Общее передаточное число трансмиссии $i_{TP}$				
КПД трансмиссии $\eta_{TP}$				

$A$  – планетарная конечная передача (2 шт.).

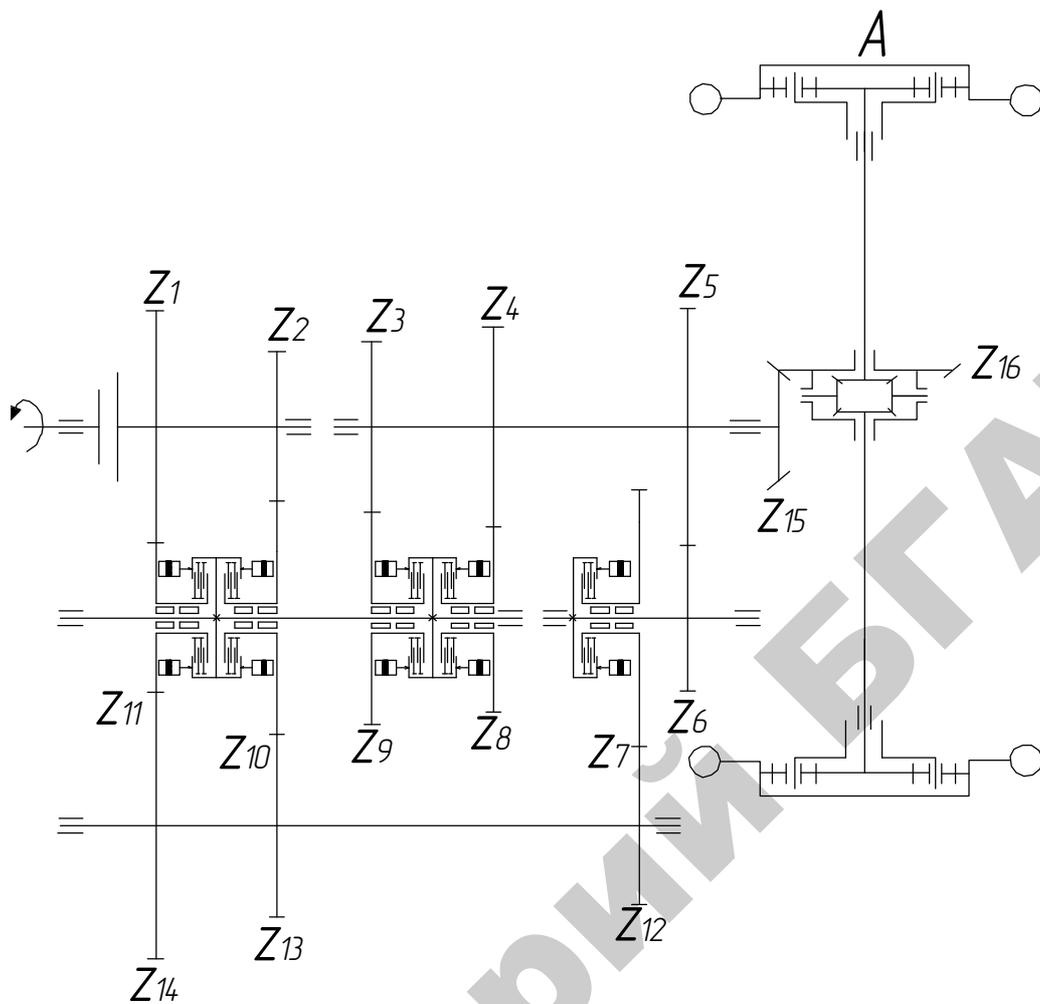
Рисунок Г.3 – Упрощенная кинематическая схема трансмиссии колесного трактора с четырехступенчатой гидромеханической коробкой передач и планетарной конечной передачей (тракторы с колесной формулой 4x4б)



Передачи	I	II	III	IV	V
Шестерни, находящиеся в зацеплении	$\frac{z_{15}}{z_1}, \frac{z_{14}}{z_{13}}, \frac{z_9}{z_{10}}, \frac{z_4}{z_9}$ $\frac{z_{17}}{z_{16}}, \frac{z_{19}}{z_{18}}, \frac{z_{21}}{z_{20}}, A$	$\frac{z_{12}}{z_2}, \frac{z_5}{z_8}, \frac{z_{17}}{z_{16}}$ $\frac{z_{19}}{z_{18}}, \frac{z_{21}}{z_{20}}, A$	$\frac{z_{12}}{z_2}, \frac{z_6}{z_7}, \frac{z_{17}}{z_{16}}$ $\frac{z_{19}}{z_{18}}, \frac{z_{21}}{z_{20}}, A$	$\frac{z_{11}}{z_3}, \frac{z_5}{z_8}, \frac{z_{17}}{z_{16}}$ $\frac{z_{19}}{z_{18}}, \frac{z_{21}}{z_{20}}, A$	$\frac{z_{11}}{z_3}, \frac{z_6}{z_7}, \frac{z_{17}}{z_{16}}$ $\frac{z_{19}}{z_{18}}, \frac{z_{21}}{z_{20}}, A$
Передаточные числа коробки передач $i_k$					
Общее передаточное число трансмиссии $i_{TP}$					
КПД трансмиссии $\eta_{TP}$					

A – планетарная конечная передача (2 шт.)

Рисунок Г.4 – Упрощенная кинематическая схема трансмиссии колесного трактора с пятиступенчатой коробкой передач, цилиндрической бортовой и планетарной конечными передачами (тракторы с колесной формулой 4x2, 4x4a)



Передачи	I	II	III	IV	V	VI
Шестерни, находящиеся в зацеплении	$\frac{z_{11}, z_{14}, z_7}{z_1, z_{11}, z_{12}}$ $\frac{z_5, z_{16}, A}{z_6, z_{15}}$	$\frac{z_{10}, z_{13}, z_7}{z_2, z_{10}, z_{12}}$ $\frac{z_5, z_{16}, A}{z_6, z_{15}}$	$\frac{z_{11}, z_3}{z_1, z_9}$ $\frac{z_{16}, A}{z_{15}}$	$\frac{z_{11}, z_4}{z_1, z_8}$ $\frac{z_{16}, A}{z_{15}}$	$\frac{z_{10}, z_3}{z_2, z_9}$ $\frac{z_{16}, A}{z_{15}}$	$\frac{z_{10}, z_4}{z_2, z_8}$ $\frac{z_{16}, A}{z_{15}}$
Передаточные числа коробки передач $i_k$						
Общее передаточное число трансмиссии $i_{TP}$						
КПД трансмиссии $\eta_{TP}$						

$A$  – планетарная конечная передача (2 шт.)

Рисунок Г.5 – Упрощенная кинематическая схема трансмиссии колесного трактора с шестиступенчатой гидромеханической коробкой передач и планетарной конечной передачей (тракторы с колесной формулой 4x2, 4x4a)

Таблица Д.1 – Технические характеристики малотоннажных автомобилей

**ПРИЛОЖЕНИЕ Д**  
**Технические характеристики автомобилей**

Показатели	ГАЗ 2310 «Соболь»	ГАЗ 3302 «Газель Бизнес»	Газель Next A21R22	УАЗ 3303
Грузоподъемность ( $m_r$ ), кг	800	1500	1440	1225
Полная масса автомобиля ( $m_a$ ), кг	2800	3500	3500	3070
Снаряженная масса автомобиля ( $m_c$ ), кг	1700	1850	2060	1845
Коэффициент грузоподъемности $\eta_r = m_r/m_c$	0,47	0,81	0,7	0,66
Распределение полной массы: - на переднюю ось, кг - на задний мост (тележку), кг	1250 1550	1200 2300	1310 2190	1390 1680
Объем платформы, $m^3$	1,85	2,25	2,44	2,0
Размер шин	185/75R16	175/75R16*	185/75R16*	225/75R16
Статический радиус шины, $m^{**}$	316	316	316	338
Тип двигателя (модель)	УМЗ-42160	УМЗ-4216	Cummins ISF2.8s4129P	3МЗ-4091
Мощность двигателя, кВт/л.с.	90,5/123	90,5/123	88,3/120	82,5/112
Максимальный крутящий момент, Нм при об/мин.	235 при 2500	235 при 2500	270 при 1400-3000	208 при 3000
Максимальная скорость, км/ч (м/с)	135 (37,5)	115 (31,94)	134 (37,22)	110 (30,55)
Контрольный расход топлива, л/100 км	12	13	10,3	15,4
Коробка передач (число основных передач)	Механическая (5)	Механическая (5)	Механическая (5)	Механическая (5)
Передаточное число ведущего моста $i_0$	4,3	4,3	4,3	5,125
Габариты: - длина, мм - ширина, мм - высота, мм	4880 2380 2100	5440 2098 2120	5630 2513 2137	4460 1940 2070
Колея, мм передних/ задних колес	1700/1700	1700/1560	1750/1560	1445/1445
Колесная формула	4×2	4×2	4×2	4×4
Колесная база, мм	2760	2900	3145	2300
Дорожный просвет, мм	150	170	170	220
Работа с прицепом	нет	нет	нет	нет
Коэффициент нагрузки для автопоезда $\Gamma$	–	–	–	–

\* – колеса заднего моста (мостов) двоянные; \*\* – принимается в качестве расчетного радиуса колеса  $r_k$

Таблица Д.2 – Технические характеристики бортовых автомобилей

Показатели	МАЗ 4370	МАЗ 5340	ГАЗ 3309	КамАЗ 43253	ЗИЛ 433110
Грузоподъемность ( $m_r$ ), кг	4850	9600	4500	9800	6000
Полная масса автомобиля ( $m_a$ ), кг	10100	18950	8180	15500	11200
Снаряженная масса автомобиля ( $m_c$ ), кг	4050	7450	3530	6050	4980
Коэффициент грузоподъемности $\eta_r = m_r/m_c$	1,2	1,29	1,27	1,62	1,2
Распределение полной массы: -на переднюю ось, кг -на задний мост (тележку), кг	3800 6300	7450 10950	1875 5975	6000 9500	3000 8200
Объем платформы, м <sup>3</sup>	9,6	10	3,86	5,38	6,84
Размер шин	8.25R20* или 235/75R17,5*	315/80R22,5*	8,25 R20* или 240R508*	11.00R20* или 300R508*	260R508*
Статический радиус шины, м**	453 (368)	499	453 (455)	505 (505)	475
Тип двигателя (Модель)	ММЗ Д-245.30 ЕЗ	ЯМЗ-6562.10	ММЗ Д-245.7	CUMMINS 6 ISBe 210	ЗИЛ - 508.10
Мощность двигателя, кВт/л.с.	115/155	184/250	87,5/119	149,3/203	110,3/150
Максимальный крутящий момент, Нм при об/мин.	667 при 1450	970 при 1100-1300	413 при 1300-1600	773 при 1700	402 при 1800
Максимальная скорость, км/ч (м/с)	85 (23,6)	83 (23,05)	95 (26,4)	90 (25)	90 (25)
Контрольный расход топлива, л/100 км	18	23	19,3	24,5	28
Коробка передач (число основных передач)	СААЗ-433420 (5)	ЯМЗ-2381 (4) <sup>1</sup>	Механическая (5)	КамАЗ 144 (5)	Механическая (5)
Передачное число ведущего моста $i_0$	3,45	4,2	6,83	6,53	6,33
Габариты: -длина, мм -ширина, мм -высота, мм	7250 2550 2850	8230 2550 3110	6435 2330 2350	7565 2500 3280	7610 2500 2660
Колея, мм: передних/ задних колес	2002/1702	2035/1422	1630/1690	2047/1902	1930/1850
Колесная формула	4×2	4×2	4×2	4×2	4×2
Колесная база, мм	3700	4700	3770	4200	4500
Дорожный просвет, мм	185	250	265	294	230
Работа с прицепом	–	да	–	–	да
Коэффициент нагрузки $\Gamma = m_{\text{автопоезда}}/m_c$ .	–	36000/7450=4,83	–	–	21000/4980=4,22

\* – колеса заднего моста (мостов) двоянные; \*\* – принимается в качестве расчетного радиуса колеса  $r_k$ ;  
1 – (8) передач с двух диапазонным планетарным демультипликатором

Таблица Д.3 – Технические характеристики автомобилей-самосвалов сельскохозяйственного назначения

Показатели	Газон Next	МАЗ 4570	МАЗ 5551	МАЗ 5516	МАЗ 6501	МАЗ 6517
Грузоподъемность ( $m_r$ ), кг	4870	4750	9000	19000	20100	19000
Полная масса автомобиля ( $m_a$ ), кг	8700	10100	18200	33000	33500	33500
Снаряженная масса автомобиля ( $m_c$ ), кг	3930	5350	7580	13000	13325	14500
Коэффициент грузоподъемности $\eta = m_r/m_c$	1,24	0,887	1,19	1,46	1,51	1,31
Распределение полной массы: -на переднюю ось, кг	2350	3800	6700	7000	7500	7500
-на задний мост (тележку), кг	6350	6300	11500	26000	18000	2600
Объем платформ, $m^3$	3,04	3,3/5,4(11,5)	12,5	22	36,3	10,5
Размер шин	245/70R19,5*	8.25R20*	12.00R20*	12.00R20*	12.00R20* или 315/80R22,5*	16.00R20
Статический радиус шины, $m^{**}$	390	453	526	526	526 (499)	615
Тип двигателя (Модель)	ЯМЗ-53441	ММЗ Д-245.3 Е3	ММЗ-260.12Е3	ЯМЗ-6581.10	ЯМЗ-6582.10	ЯМЗ 238ДЕ2
Мощность двигателя, кВт/л.с.	109,5/148,9	115/155	184/250	243 /330	240/330	243/330
Максимальный крутящий момент, Нм при об/мин	490 при 1200-2100	667 при 1450	970 при 1100-1300	1225 при 1200-1400	1226 при 1300-1600	1225 при 1100-1300
Максимальная скорость, км/ч (м/с)	110 (30,55)	85 (23,61)	83 (23,05)	92 (25,55)	92 (25,55)	80 (22,2)
Контрольный расход топлива, л/100 км	18	18	23	36	36	40
Коробка передач (число основных передач)	Механическая (5)	СAA3-433420 (5)	КамАЗ-152 (5) <sup>2</sup>	ЯМЗ-239 (5) <sup>3</sup>	ЯМЗ-2381-07 (4) <sup>1</sup>	ЯМЗ-239 (5) <sup>3</sup>
Передаточное число ведущего моста $i_0$	3,9	4,44	6,4 (7,79)	6,59	4,59	6,59
Габариты: -длина, мм	6450	5840	6040	9875	9650	8210
-ширина, мм	2755	2550	2550	2550	2550	2550
-высота, мм	2400	2880	3100	3160	3950	3850
Колея, мм: передних/ задних колес	1740/1690	2002/1702	2032/1422	2032/1422	2035/1422	2050/2050
Колесная формула	4×2	4×2	4×2	6×4	6×4	6×6
Колесная база, мм	3770	3000	3300	4590	440	3780
Дорожный просвет, мм	189	185	270	240	260	350
Работа с прицепом	нет	–	да	да	да	–
Коэффициент нагрузки $\Gamma = m_{\text{автопоезда}}/m_c$	–	–	32000/7580=4,22	63000/13000=4,85	60500/13325=4,54	–

\* – колеса заднего моста (мостов) двоянные; \*\* – принимается в качестве расчетного радиуса колеса  $r_k$ ;

1 – (8 передач) с двух диапазонным планетарным демультипликатором; 2 – (10 передач) с делителем; 3 – (9) передач с двухдиапазонным планетарным демультипликатором.

Таблица Д.4 – Технические характеристики полноприводных автомобилей

Показатели	МАЗ 5309	ГАЗ 33086	КамАЗ 6522	Урал 43206	ЗИЛ 433430
Грузоподъемность ( $m_r$ ), кг	6800	4000	19000	4200	3750
Полная масса автомобиля ( $m_a$ ), кг	17000	8150	33100	12380	11170
Снаряженная масса автомобиля ( $m_c$ ), кг	10250	4000	13950	7955	7120
Коэффициент грузоподъемности $\eta_r = m_r/m_c$	0,66	1	1,36	0,53	0,53
Распределение полной массы: - на переднюю ось, кг - на задний мост (тележку), кг	7500 9500	2340 5810	7500 25600	5260 7120	4040 7130
Объем платформы, $m^3$	32	3,86	12	5,75	2,88
Размер шин	14.00R20 или 315/80R22.5	8,25 R20*	12,00R20 или 320R508	500/70-508 или 1200×500-508	14,75/80R20 или 12.00R20
Статический радиус шины, $m^{**}$	572 (499)	453	526 (526)	548	513 (526)
Тип двигателя (Модель)	ЯМЗ-238ДЕ2	ММЗ Д-245.7	740.61-320	ЯМЗ-236НЕ23	ЗИЛ-645
Мощность двигателя, кВт/л.с.	243/330	87,5/119	235/320	169/230	136/185
Максимальный крутящий момент, Нм при об/мин	1225 при 1100-1300	413 при 1300-1600	1373 при 1300	883 при 1100-1300	510 при 1400-1600
Максимальная скорость, км/ч (м/с)	100 (27,78)	95 (26,4)	85 (23,6)	80 (22,2)	85 (23,6)
Контрольный расход топлива, л/100 км	27	16	43,1	24	24
Коробка передач (число основных передач)	ЯМЗ-239 (9)	Механическая (5)	ZF 16S 151 (8) <sup>4</sup>	ЯМЗ236У (5)	Механическая (5)
Передаточное число ведущего моста $i_0$	6,4	6,17	6,88	6,77	6,73
Габариты: - длина, мм - ширина, мм - высота, мм	8100 2500 4000	6430 2340 2520	7795 2500 3060	7425 2500 2650	7230 2500 2975
Колея, мм: передних/ задних колес	2080/2080	1800/1690	2023/1830	2010/2010	1820/1820
Колесная формула	4×4	4×4	6×6	4×4	6×6
Колесная база, мм	4900	3770	3600	4405	3400
Дорожный просвет, мм	340	265	290	360	330
Работа с прицепом	да	да	-	да	да
Коэффициент нагрузки $\Gamma = m_{\text{авт.поезда}}/m_c$	41000/10250=4	10150/4000=2,54	-	17380/7955=2,18	15370/7120=2,16

\* – колеса заднего моста (мостов) двоянные; \*\* – принимается в качестве расчетного радиуса колеса  $r_k$ ;

4 – (16 передач) с планетарным демультипликатором.





Продолжение таблицы Е.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
	14	O	140	-	-	1500	1660	1790	-	2000	2150	-	2270	-	2420	2500	-	-	-	-	-	-
		C	137	-	-	1380	1530	1640	-	1840	1980	-	2090	-	2220	2300	-	-	-	-	-	-
10,00R20	14	O	142	-	-	1670	1840	2020	-	2220	2390	-	2560	2650	-	-	-	-	-	-	-	-
		C	139	-	-	1530	1690	1850	-	2030	2190	-	2350	2430	-	-	-	-	-	-	-	-
	16	O	146	-	-	-	-	2020	-	2220	-	-	2560	-	2660	-	2820	-	3000	-	-	-
		C	143	-	-	-	-	1850	-	2030	-	-	2350	-	2420	-	2560	-	2725	-	-	-
11,00R20	14	O	146	-	-	-	1970	2160	-	2360	2550	-	2730	-	2900	3000	-	-	-	-	-	-
		C	143	-	-	-	1790	1930	-	2150	2310	-	2480	-	2640	2725	-	-	-	-	-	-
	16	O	150	-	-	-	-	2160	-	2360	2550	-	2730	-	2900	-	3060	-	3280	3350	-	-
		C	146	-	-	-	-	1930	-	2150	2310	-	2480	-	2640	-	2730	-	2940	3000	-	-
12,00R20	14	O	146	-	-	-	2030	2220	-	2450	2630	-	2820	-	3000	-	-	-	-	-	-	-
		C	143	-	-	-	1850	2020	-	2220	2390	-	2560	-	2725	-	-	-	-	-	-	-
	16	O	150	-	-	-	2030	2220	-	2450	2630	-	2820	-	3000	-	3350	-	-	-	-	-
		C	146	-	-	-	1850	2020	-	2220	2390	-	2560	-	2725	-	3000	-	-	-	-	-
	18	O	154	-	-	-	-	2220	-	2450	2630	-	2820	-	3000	-	3350	-	3550	-	-	3750
		C	149	-	-	-	-	2020	-	2220	2390	-	2560	-	2725	-	3000	-	3080	-	-	3250
12/80R20	16	O	149	-	-	-	1950	2140	-	2350	2530	-	2710	-	2890	-	3060	-	3250	-	-	-
		C	145	-	-	-	1740	1910	-	2100	2260	-	2420	-	2580	-	2730	-	2900	-	-	-
370/70R20	18	O	157	-	-	-	2520	2730	-	3030	3260	-	3490	-	3720	-	3940	-	4150	-	-	-
12,00R24	18	O	156	-	-	-	2470	2710	-	2970	3200	-	3430	-	3650	-	3870	4000	-	-	-	-
		C	153	-	-	-	2260	2470	-	2710	2930	-	3130	-	3330	-	3530	3650	-	-	-	-
10R22,5	-	O	140	-	-	-	1640	1790	-	1970	2120	-	2270	-	2470	2500	-	-	-	-	-	-
		C	137	-	-	-	1510	1650	-	1810	1950	-	2090	-	2220	2300	-	-	-	-	-	-
11R22,5	-	O	146	-	-	-	1820	1970	-	2190	2360	-	2520	-	2690	-	2850	-	3000	-	-	-
		C	143	-	-	-	1650	1790	-	1990	2140	-	2290	-	2440	-	2590	-	2725	-	-	-
	-	O	148	-	-	-	-	1970	-	2190	2360	-	2520	-	2690	-	2850	-	3000	-	-	-
		C	145	-	-	-	-	1790	-	1990	2140	-	2290	-	2440	-	2590	-	2725	-	-	-
12R22,5	-	O	149	-	-	-	1950	2140	-	2350	2530	-	2710	-	2890	-	3060	-	3250	-	-	-
		C	145	-	-	-	1740	1910	-	2100	2260	-	2420	-	2570	-	2730	-	2900	-	-	-
	-	O	150	-	-	-	2010	2140	-	2420	2610	-	2790	-	2970	-	3150	-	3350	-	-	-
		C	146	-	-	-	1800	1910	-	2170	2340	-	2500	-	2660	-	2820	-	3000	-	-	-

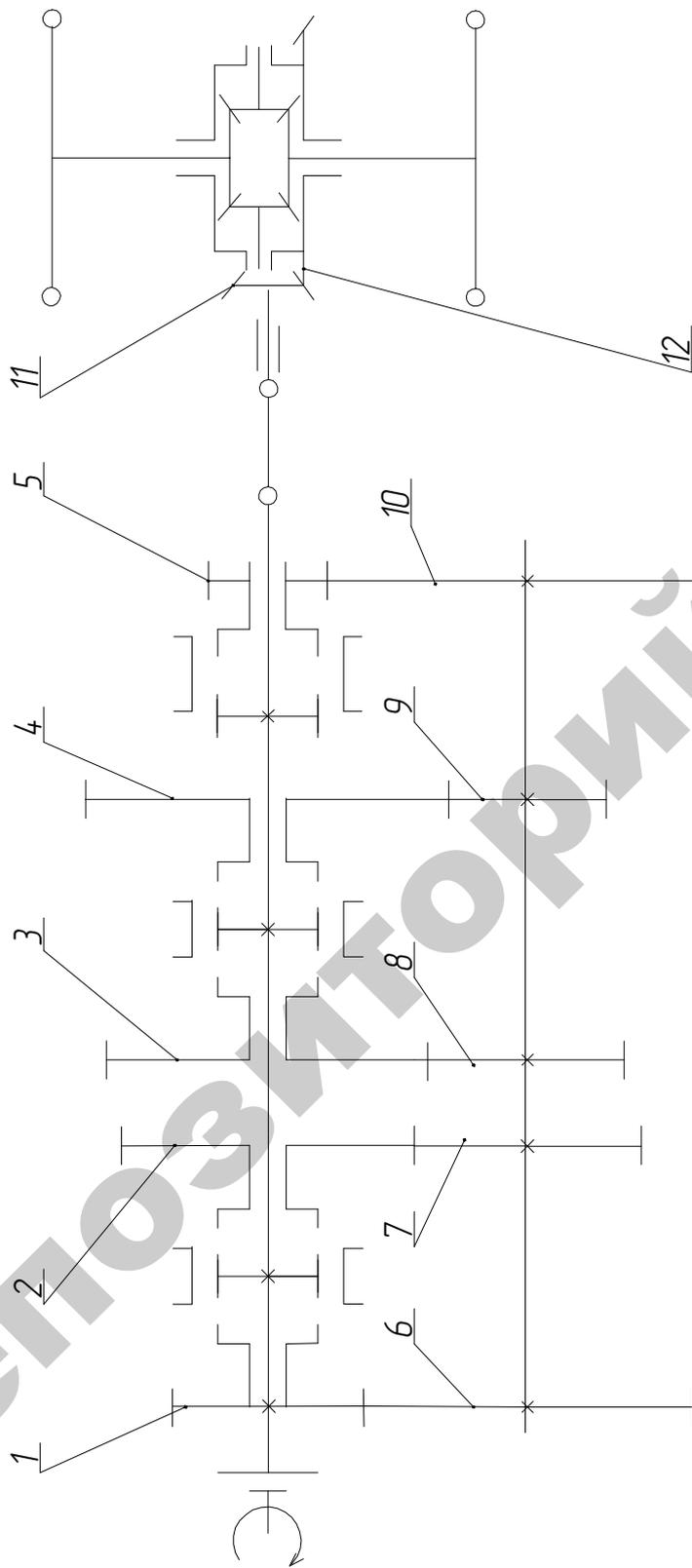
Продолжение таблицы Е.1

15R22,5	-	O	160	-	-	-	-	-	-	2660	-	2920	3150	-	3370	-	3590	-	3830	-	4040	-	-	-	-
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	-	-	
275/80R22,5	-	O	148	-	-	-	1820	2030	-	2200	2360	-	2530	-	2690	-	2860	-	3030	3150	-	-	-	-	-
		C	145	-	-	-	1650	1870	-	1980	2130	-	2290	-	2430	-	2580	-	2740	2900	-	-	-	-	-
295/80R22,5	-	O	150	-	-	-	-	2210	-	2420	2610	-	2790	-	2970	-	3150	-	3350	-	-	-	-	-	-
		C	147	-	-	-	-	2020	-	2220	2340	-	2500	-	2660	-	2820	-	3075	-	-	-	-	-	-
		O	152	-	-	-	-	2210	-	2420	2610	-	2790	-	2970	-	3150	-	3350	-	-	-	-	-	-
		C	148	-	-	-	-	2020	-	2220	2340	-	2500	-	2660	-	2820	-	3075	-	-	-	-	-	-
315/80R22,5	-	O	154	-	-	-	-	2420	-	2660	2860	-	3060	-	3260	-	3460	-	3670	3750	-	-	-	-	-
		C	150	-	-	-	-	2160	-	2300	2480	-	2650	-	2820	-	2990	-	3180	3350	-	-	-	-	-
350/80R22,5	-	O	158	-	-	-	-	2830	-	3110	3350	-	3590	-	3820	-	4050	-	4300	-	-	-	-	-	-
		O	146	-	-	-	-	1830	-	2010	2170	-	2320	-	2470	-	2620	-	2780	-	-	-	-	-	-
		C	144	-	-	-	-	1710	-	1880	2020	-	2170	-	2300	-	2440	-	2600	-	-	-	-	-	-
315/70R22,5	-	O	149	-	-	-	-	2140	-	2350	2530	-	2710	-	2890	-	3060	-	3250	-	-	-	-	-	-
		C	145	-	-	-	-	1910	-	2099	2259	-	2419	-	2575	-	2730	-	2900	-	-	-	-	-	-
		O	152	-	-	-	-	2140	-	2350	2530	-	2710	-	2890	-	3060	-	3250	-	-	-	-	-	-
		C	148	-	-	-	-	1910	-	2099	2259	-	2419	-	2575	-	2730	-	2900	-	-	-	-	-	-
425/65R22,5	-	O	165	-	-	-	-	3320	-	3650	3920	-	4200	-	4470	-	4740	-	5040	5150	-	-	-	-	-

Таблица Е.2 Нормы нагрузок шин для легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместительности и соответствующие им показатели давления воздуха в шинах

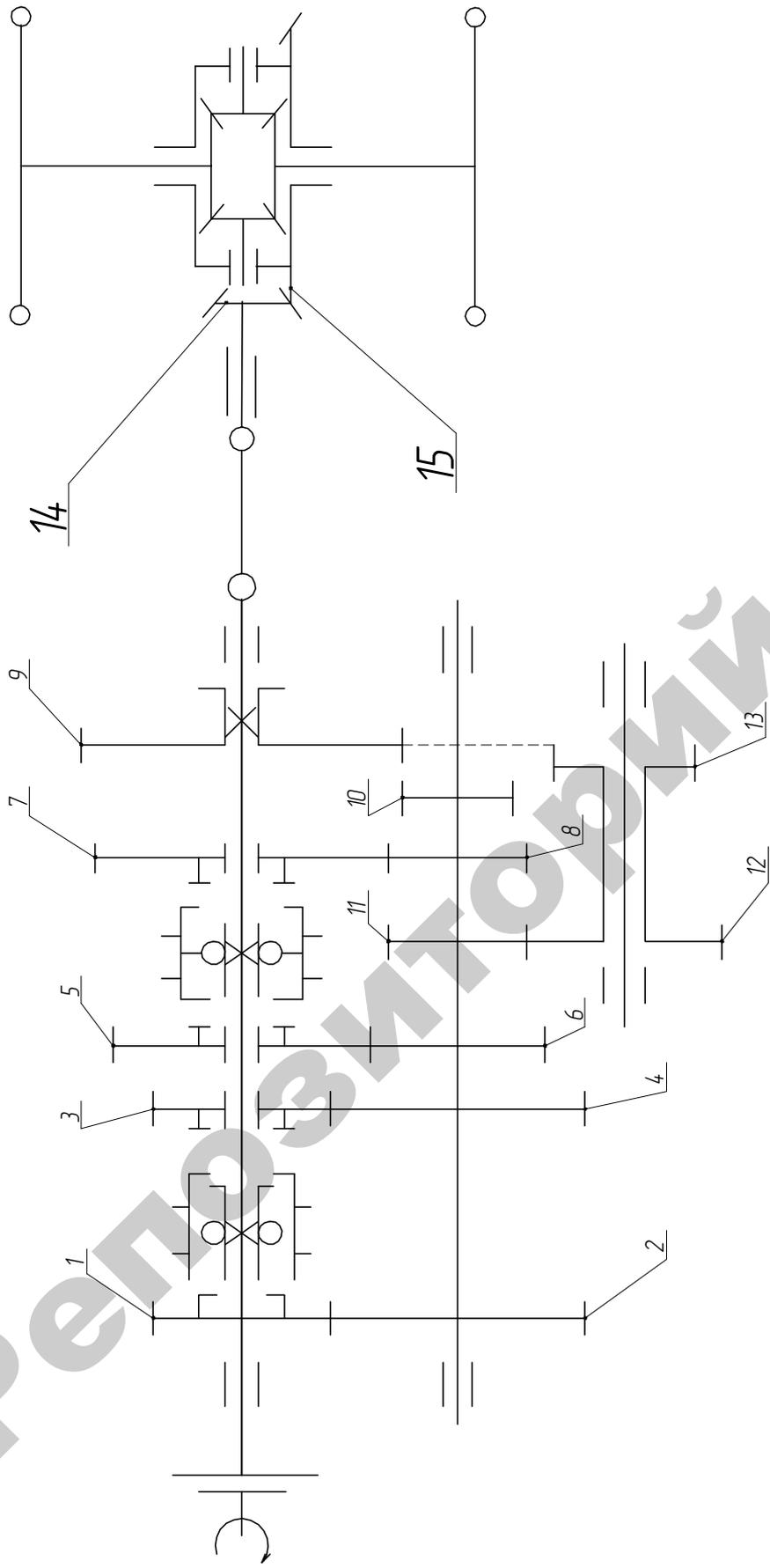
Обозначение шины	Индекс несущей способности	Нагрузка на шину, кг, при давлении в шине, кПа																					
		120	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	370	450					
Радиальные шины для легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместительности																							
175/75R16	103	270	310	325	340	360	380	395	410	430	445	460	480	500	520	540	720	875					
185/75R16	109	388	441	468	494	521	547	574	597	623	647	663	696	723	-	-	1030	-					
225/75R16	121	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	678	-	-	-	-					
Диагональные шины для легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместительности																							
5,90-13	78	280	315	-	-	370	380	400	425	-	-	-	-	-	-	-	-	-					
6,40-13	84	320	345	360	375	385	400	415	430	445	450	470	485	500	-	-	-	-					
215/90-15	99	490	535	560	580	600	620	640	660	680	700	715	730	750	775	-	-	-					
175/80-16	85	355	385	400	410	425	440	465	490	515	-	-	-	-	-	-	-	-					
6,50-16	93	410	445	465	480	500	520	535	550	565	580	595	610	625	640	650	-	-					

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж  
Кинематические схемы автомобилей



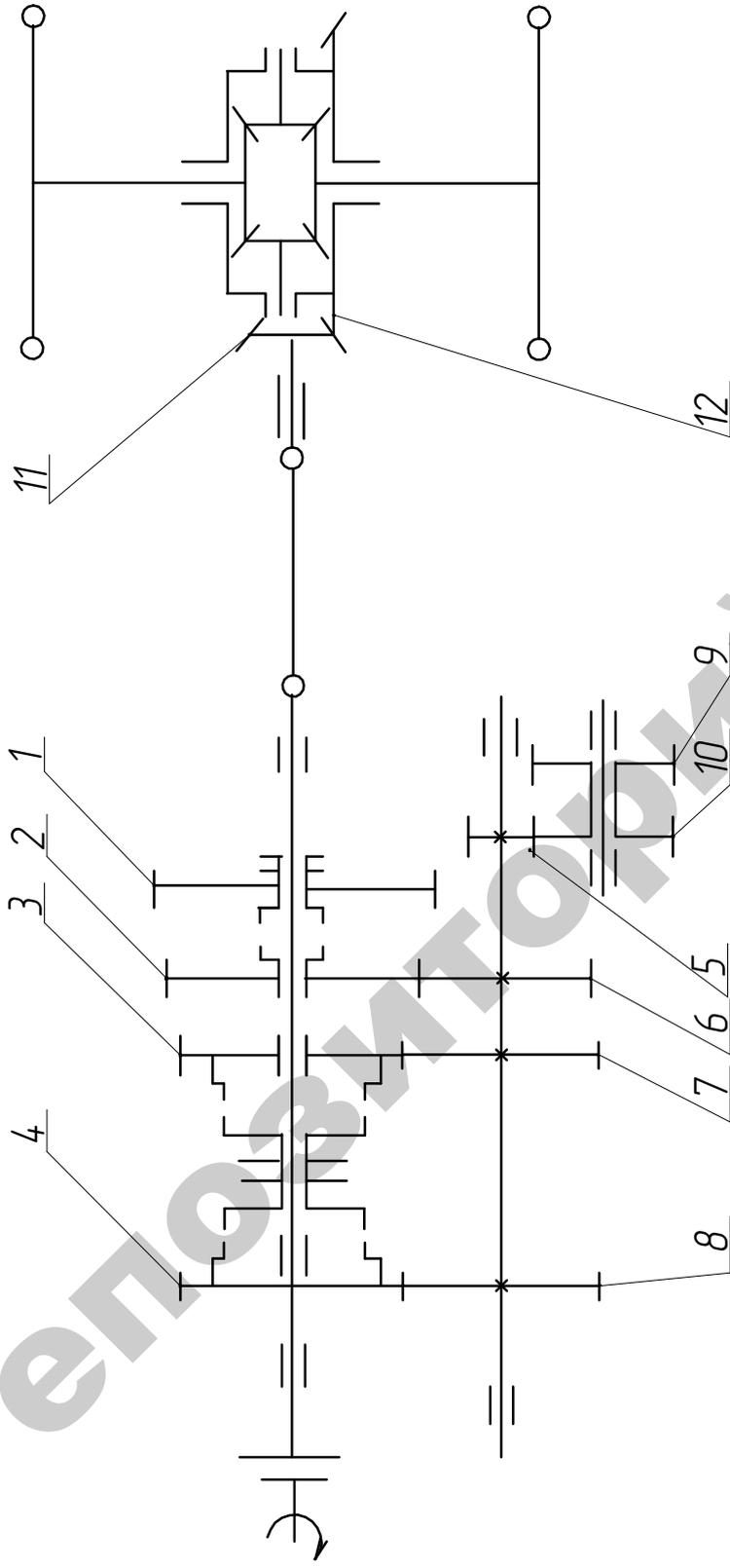
Передаточные числа коробки передач $i_k$	I	II	III	IV
Шестерни коробки передач в зацеплении	$\frac{6 \cdot 4 \cdot 12}{1 \cdot 9 \cdot 11}$	$\frac{6 \cdot 3 \cdot 12}{1 \cdot 8 \cdot 11}$	$\frac{6 \cdot 2 \cdot 12}{1 \cdot 7 \cdot 11}$	$\frac{12}{11}$
Передаточные числа коробки передач $i_k$				
Общее передаточное число трансмиссии $i_{гр}$				
КПД трансмиссии $\eta_{гр}$				

Рисунок Ж1 – Упрощенная кинематическая схема трансмиссии с четырехступенчатой КПШ (для малотоннажных автомобилей с колесной формулой 4×2, 4×4)



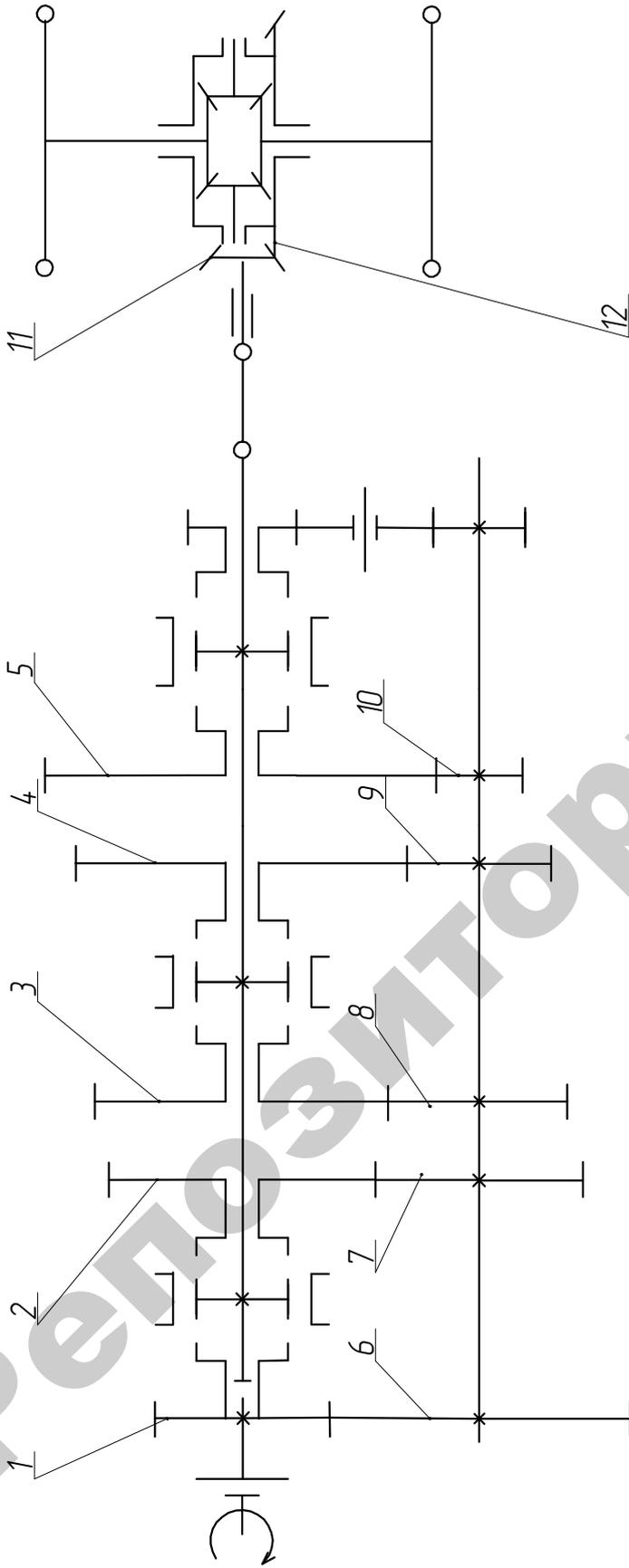
Передача	I	II	III	IV	V
Шестерни коробки передач в зацеплении	$\frac{2}{1} \cdot \frac{9}{10} \cdot \frac{15}{14}$	$\frac{2}{1} \cdot \frac{7}{8} \cdot \frac{15}{14}$	$\frac{2}{1} \cdot \frac{5}{6} \cdot \frac{15}{14}$	$\frac{2}{1} \cdot \frac{3}{4} \cdot \frac{15}{14}$	$\frac{15}{14}$
Передаточные числа коробки передач $i_k$					
Общее передаточное число трансмиссии $i_{гр}$					
КПД трансмиссии $\eta_{гр}$					

Рисунок Ж2 – Упрощенная кинематическая схема трансмиссии автомобиля с пятиступенчатой КПП (для малотоннажный автомобиль с колесной формулой 4×2 и 4×4)



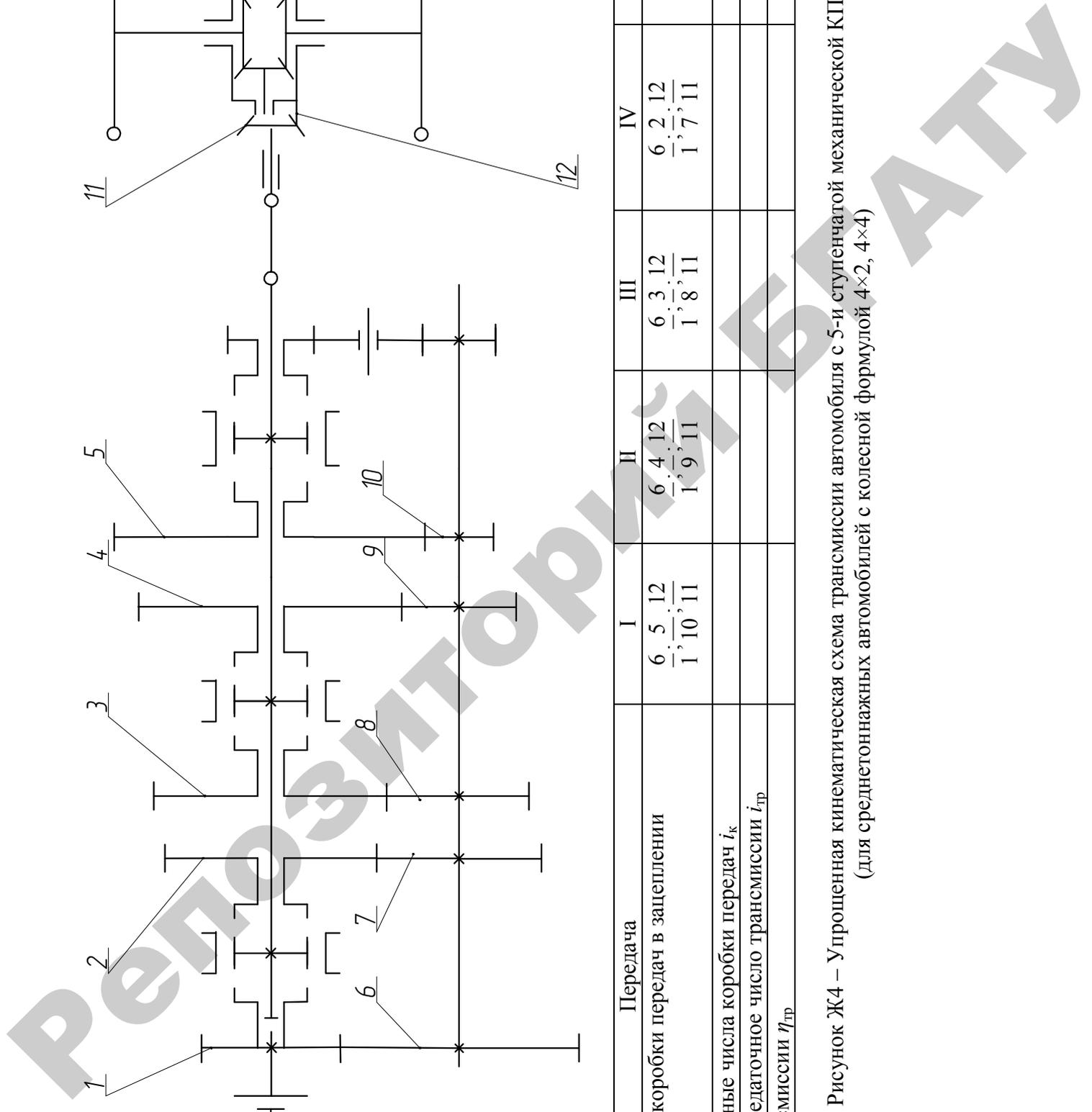
Передача	I	II	III	IV
Шестерни коробки передач в зацеплении	$\frac{8}{4}, \frac{1}{5}, \frac{12}{11}$	$\frac{8}{4}, \frac{2}{6}, \frac{12}{11}$	$\frac{8}{4}, \frac{3}{7}, \frac{12}{11}$	$\frac{12}{11}$
Передаточные числа коробки передач $i_k$				
Общее передаточное число трансмиссии $i_{гр}$				
КПД трансмиссии $\eta_{гр}$				

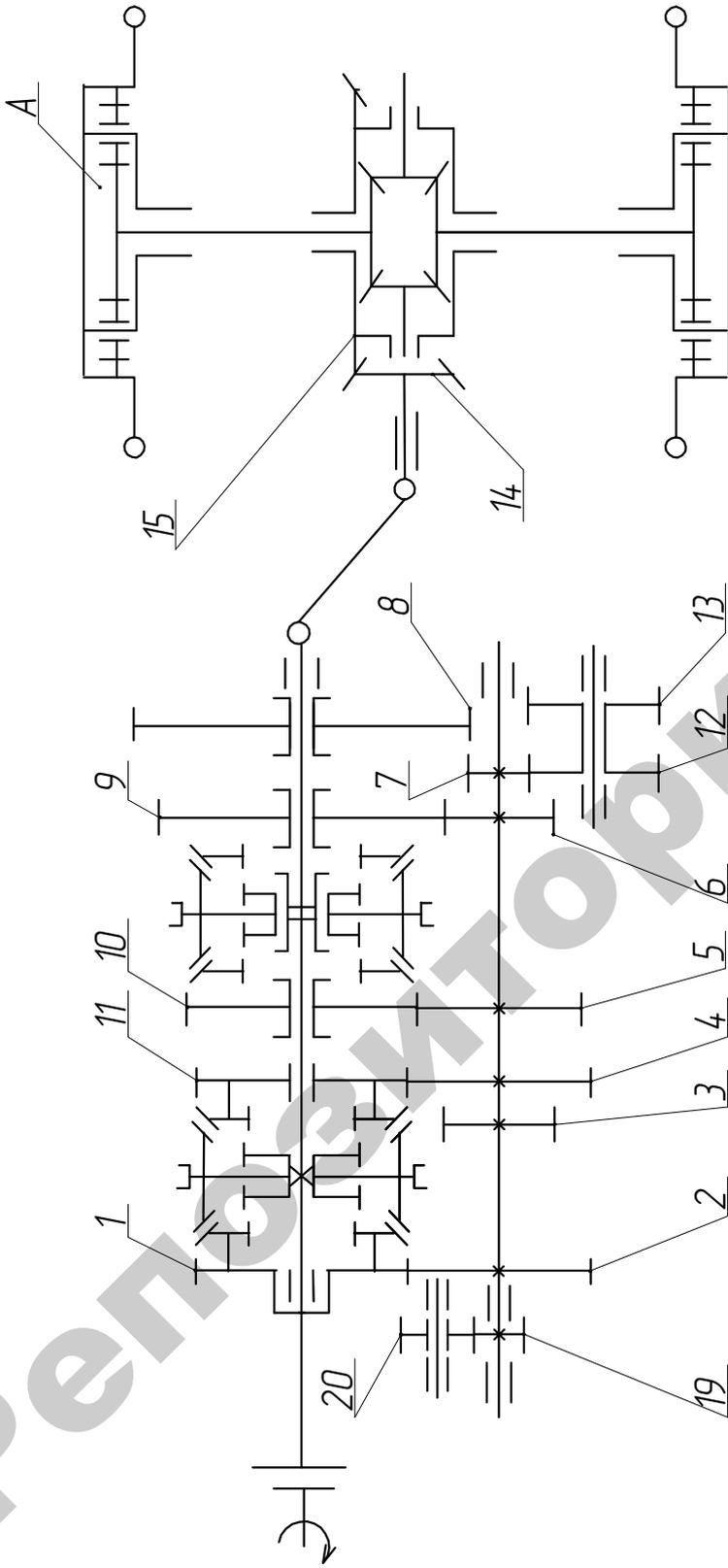
Рисунок Ж3 – Упрощенная кинематическая схема трансмиссии автомобилей с четырехступенчатой механической КП (для среднетоннажных автомобилей с колесной формулой 4×2, 4×4)



Передаточные числа коробки передач $i_k$	Передаточное число трансмиссии $i_{гр}$	КПД трансмиссии $\eta_{гр}$	I	II	III	IV	V
Шестерни коробки передач в зацеплении			$\frac{6 \cdot 5 \cdot 12}{1 \cdot 10 \cdot 11}$	$\frac{6 \cdot 4 \cdot 12}{1 \cdot 9 \cdot 11}$	$\frac{6 \cdot 3 \cdot 12}{1 \cdot 8 \cdot 11}$	$\frac{6 \cdot 2 \cdot 12}{1 \cdot 7 \cdot 11}$	$\frac{12}{11}$
Передаточные числа коробки передач $i_k$							
Общее передаточное число трансмиссии $i_{гр}$							
КПД трансмиссии $\eta_{гр}$							

Рисунок Ж4 – Упрощенная кинематическая схема трансмиссии автомобиля с 5-и ступенчатой механической КПП (для среднетоннажных автомобилей с колесной формулой 4×2, 4×4)

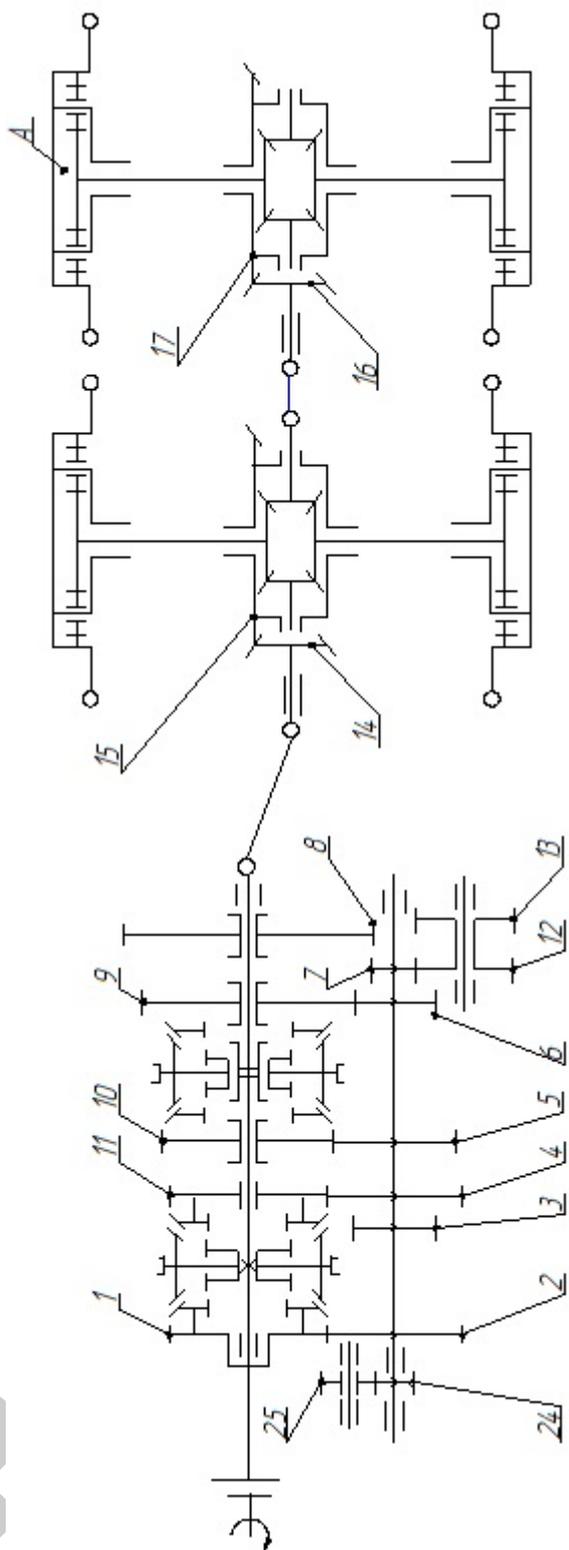




Передаточные числа коробки передач $i_k$	I	II	III	IV	V
Шестерни коробки передач в зацеплении	$\frac{8 \cdot 2 \cdot 15}{7 \cdot 1 \cdot 14} \cdot A$	$\frac{10 \cdot 2 \cdot 15}{5 \cdot 1 \cdot 14} \cdot A$	$\frac{9 \cdot 2 \cdot 15}{6 \cdot 1 \cdot 14} \cdot A$	$\frac{15}{14} \cdot A$	$\frac{12 \cdot 15}{7 \cdot 14} \cdot A$
Передаточные числа коробки передач $i_k$					
Общее передаточное число трансмиссии $i_{тр}$					
КПД трансмиссии $\eta_{тр}$					

A – планетарная конечная передача (2 шт.)

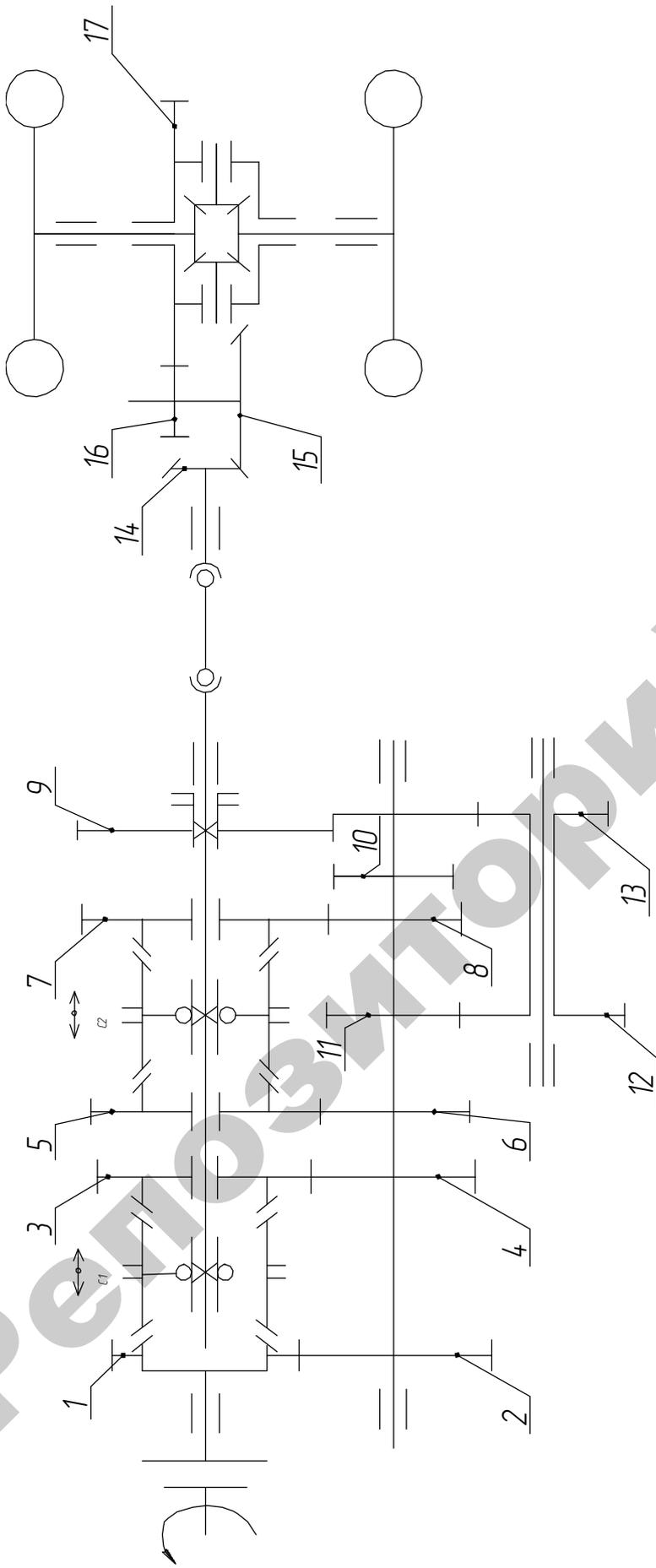
Рисунок Ж5 – Упрощенная кинематическая схема трансмиссии автомобилей с пятиступенчатой КПП и планетарными конечными передачами (для автомобилей с колесной формулой 4×2 и 4×4)



Передаточное число коробки передач $i_k$	I	II	III	IV	V
Шестерни коробки передач в зацеплении	$\frac{2 \cdot 8 \cdot 15 \cdot 17}{1 \cdot 7 \cdot 14 \cdot 16} \cdot A$	$\frac{2 \cdot 9 \cdot 15 \cdot 17}{1 \cdot 6 \cdot 14 \cdot 16} \cdot A$	$\frac{2 \cdot 10 \cdot 15 \cdot 17}{1 \cdot 5 \cdot 14 \cdot 16} \cdot A$	$\frac{15 \cdot 17}{14 \cdot 16} \cdot A$	$\frac{2 \cdot 11 \cdot 15 \cdot 17}{1 \cdot 14 \cdot 14 \cdot 16} \cdot A$
Передаточные числа коробки передач $i_k$					
Общее передаточное число трансмиссии $i_{гр}$					
КПД трансмиссии $\eta_{гр}$					

A – планетарная конечная передача (4 шт.)

Рисунок Ж6 – Упрощенная кинематическая схема трансмиссии автомобиля с пятиступенчатой механической КПП и планетарными конечными передачами (для автомобилей с колесной формулой 6×4 и 6×6)



Передача	I	II	III	IV	V
Шестерни коробки передач в зацеплении	$\frac{2 \cdot 9 \cdot 15 \cdot 17}{1 \cdot 10 \cdot 14 \cdot 16}$	$\frac{2 \cdot 7 \cdot 15 \cdot 17}{1 \cdot 8 \cdot 14 \cdot 16}$	$\frac{2 \cdot 5 \cdot 15 \cdot 17}{1 \cdot 6 \cdot 14 \cdot 16}$	$\frac{2 \cdot 3 \cdot 15 \cdot 17}{1 \cdot 4 \cdot 14 \cdot 16}$	$\frac{15 \cdot 17}{14 \cdot 16}$
Передаточные числа коробки передач $i_k$					
Общее передаточное число трансмиссии $i_{гр}$					
КПД трансмиссии $\eta_{гр}$					

Рисунок Ж7 – Упрощенная кинематическая схема трансмиссии автомобиля с пятиступенчатой КПП и двойной главной передачей (для автомобилей с колесной формулой 4×2 и 4×4)

### ПРИЛОЖЕНИЕ 3

#### Технические данные по тракторным и автомобильным двигателям

Таблица 3.1 – Технические данные по тракторным двигателям мощностью до 150 л. с.

Показатели	Марки двигателей							
	ММЗ-3ЛД	ММЗ-3ЛДГі	Д-243	Д-245.5	Д-245S2	Д-260.2S2	Д-260.1S2	
Номинальная мощность, кВт	26	36	59,6	65	81	100	114	
Номинальная частота вращения, мин <sup>-1</sup>	3000	3000	2200	1800	2200	2100	2100	
Рабочий объем, л	1,6	1,6	4,75	4,75	4,75	7,12	7,12	
Число и расположение цилиндров	3L	3L	4L	4L	4L	6L	6L	
Степень сжатия	18,0	18,0	16,0	16,0	17,0	16,0	16,0	
Порядок работы цилиндров	1-3-2						1-3-4-2	1-5-3-6-2-4
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	256	260	226	217	240	210	220	
Максимальный крутящий момент, Н·м	94	140	305	397	440	568	622	
Частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин <sup>-1</sup>	1700...2100	1800...2200	1600	1400	1600	1500	1400	
Ход поршня, мм	90	90	125	125	125	125	125	
Диаметр цилиндра, мм	87	87	110	110	110	110	110	
Тип камеры сгорания	неразделенная						– непосредственный впрыск	
Наличие наддува	нет	да	нет	да	да	да	да	
Масса, кг	220	240	430	450	450	650	650	
Удельная литровая мощность, кВт/л	16,25	22,50	12,55	13,68	17,05	14,04	16,01	
Удельная поршневая мощность, кВт/дм <sup>2</sup>	14,59	20,20	15,69	17,11	21,32	17,55	20,00	
Удельная литровая масса, кг/л	137,5	150,0	90,5	94,7	94,7	91,3	91,3	
Удельная масса, кг/кВт	8,46	6,67	7,21	6,92	5,56	6,50	5,70	

Таблица 3.2 – Технические данные по тракторным двигателям мощностью более 150 л.с.

Показатели	Марки двигателей					
	Д-260.4S2	Д-262S2	BF06M1013FC	DEUTZ TCD 2013	Caterpillar C13	TM3-8481
Номинальная мощность, кВт	156	220,6	223	261	317	257
Номинальная частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2100	2100	2300	2200	2100	1900
Рабочий объем, л	7,12	7,98	7,146	7,146	12,5	15,5
Число и расположение цилиндров	6L	6L	6L	6L	6L	8V
Степень сжатия	16,0	16,0	17,5	18,1	17,3	17,2
Порядок работы цилиндров	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4*	1-5-3-6-2-4*	1-5-3-6-2-4*	1-5-4-2-6-3-7-8
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	220	194	248	235	210,6	204
Максимальный крутящий момент, Н·м	807	1320	1300	1498	1730	1570
Частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин <sup>-1</sup>	1500	1500	1500	1500	1500...1800	1300...1500
Ход поршня, мм	125	140	130	130	157	140
Диаметр цилиндра, мм	110	110	108	108	130	140
Тип камеры сгорания	неразделенная – непосредственный впрыск					
Наличие наддува	да	да	да	да	да	да
Масса, кг	700	750	572	620	1150	1380
Удельная литровая мощность, кВт/л	21,91	27,64	31,21	36,52	25,36	16,58
Удельная поршневая мощность, кВт/дм <sup>2</sup>	27,37	38,71	40,59	47,51	39,82	20,88
Удельная литровая масса, кг/л	98,3	94,0	80,0	86,8	92,0	89,0
Удельная масса, кг/кВт	4,49	3,40	2,57	2,38	3,63	5,37

\* Порядок нумерации цилиндров – от маховика.

Таблица 3.3 – Технические данные по автомобильным двигателям мощностью до 150 л.с.

Показатели	Марки бензиновых двигателей			Марки дизельных двигателей			
	УМЗ-42160	ЗМЗ-511.10	ЗМЗ-409.10	CUMMINS ISF2,8 S4	Д-245.7	ЯМЗ-5344	Д-245.30ЕЗ
Номинальная мощность, кВт	90,5	92	82,5	88,3	87,5	109,5	115
Номинальная частота вращения, мин <sup>-1</sup>	4000	3400	4400	3600	2400	2300	2400
Рабочий объем, л	2,89	4,25	2,693	2,781	4,75	4,43	4,75
Число и расположение цилиндров	4L	8V	4L	4L	4L	4L	4L
Степень сжатия	9,2	7,6	9,0	17,5	17,0	17,5	17,0
Порядок работы цилиндров	1-2-4-3	1-5-4-2-6-3-7-8	1-2-4-3	1-3-4-2			
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	265	286	265,2	210	215	197	205
Максимальный крутящий момент, Н·м	235	294	208	270	413	490	667
Частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин <sup>-1</sup>	2500	2000...2500	3000	1400...3000	1300	1200...2100	1450
Ход поршня, мм	92	80	94	100	125	128	125
Диаметр цилиндра, мм	100	92	95,5	94	110	105	110
Тип камеры сгорания	разделенная			неразделенная – непосредственный впрыск			
Наличие наддува	нет		нет	да	да	да	да
Масса, кг	172	262	190	430	450	470	450
Удельная литровая мощность, кВт/л	31,31	21,65	30,63	31,75	18,42	24,72	24,21
Удельная поршневая мощность, кВт/дм <sup>2</sup>	28,82	17,31	28,81	31,83	23,03	31,63	30,27
Удельная литровая масса, кг/л	59,52	61,6	70,6	154,6	94,7	106,1	94,7
Удельная масса, кг/кВт	1,90	2,85	2,30	4,87	5,14	4,29	3,91

Таблица 3.4 – Технические данные по автомобильным двигателям мощностью более 150 л. с.

Показатели	Марки дизельных двигателей						
	ЗИЛ-645	CUMMINS 6 ISBE 210	ЯМЗ-236HE2	Д-260.12ЕЗ	ЯМЗ- 238ДЕ2	ЯМЗ- 6581.10	КамАЗ- 740.61
Номинальная мощность, кВт	136	149,3	169	184	243	243	235
Номинальная частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2800	2500	2100	2100	2100	1900	1900
Рабочий объем, л	8,74	6,7	11,15	7,12	14,86	14,86	11,76
Число и расположение цилиндров	8V	6L	6V	6L	8V	8V	8V
Степень сжатия	18,5	17,5	17,5	16,0	16,5	17,5	16,8
Порядок работы цилиндров	1-5-4-2-6-3-7-8	1-5-3-6-2-4	1-5-4-2-6-3-7-8	1-5-3-6-2-4	1-5-4-2-6-3-7-8	1-5-4-2-6-3-7-8	
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	217	205	197	203	195	200	207
Максимальный крутящий момент, Н·м	510	773	883	970	1274	1766	1373
Частота вращения при максималь- ном крутящем моменте, мин <sup>-1</sup>	1400...1600	1200...1700	1100...1300	1400	1100...1300	1100...1300	1300
Ход поршня, мм	115	124	140	125	140	140	130
Диаметр цилиндра, мм	110	107	130	110	130	130	120
Тип камеры сгорания	неразделенная – непосредственный впрыск						
Наличие наддува	нет	да	да	да	да	да	да
Масса, кг	650	475	1280	650	1585	1250	885
Удельная литровая мощность, кВт/л	15,56	22,28	15,16	25,84	16,35	16,35	19,98
Удельная поршневая мощность, кВт/дм <sup>2</sup>	17,90	27,69	21,23	32,29	22,90	30,53	25,99
Удельная литровая масса, кг/л	74,4	70,9	114,8	91,3	106,7	84,1	75,3
Удельная масса, кг/кВт	4,78	3,18	7,57	3,53	6,52	5,14	3,77

## ПРИЛОЖЕНИЕ И

### Параметры автогазотракторных двигателей

Таблица И.1 – Рекомендуемые параметры дизельных и бензиновых двигателей

Двигатель	$P_{вз}$ , МПа	$T_{вз}$ , К	$P_{св}$ , МПа	$T_{св}$ , К	$p_{зв}$ , МПа	$T_{зв}$ , К	$p_{бв}$ , МПа	$T_{бв}$ , К	$p_{гв}$ , МПа	$T_{гв}$ , К
Дизельный	0,060...0,090	310...350	3,0...5,0	800...950	5...10	1800...2200	0,2...0,4	950...1300	0,105...0,125	600...900
Дизельный с наддувом	0,110...0,160	320...400	4,0...7,5	900...1100	7...13	1800...2400	0,2...0,5	1000...1400	0,120...0,170	600...900
Бензиновый	0,070...0,090	320...380	0,9...1,7	550...750	3,5...5,5	2300...2800	0,35...0,60	1300...1800	0,102...0,120	900...1100

Продолжение таблицы И.1

Двигатель	$P_{вз}$ , МПа	$\eta_{ib}$	$\eta_m$	$\eta_e$	$C_{гв}$ , м/с	$g_{св}$ , г/кВт·ч	$N_{гв}$ , кВт/л	$N_{гв}$ , кВт/дм <sup>2</sup>	$m_{гв}$ , кг/л	$m_{гв}$ , кг/кВт
Дизельный	0,6...0,9	0,4...0,5	0,7...0,82	0,30...0,42	6...11	200...260	7...17	9...27	70...140	3...10
Дизельный с наддувом	до 2	0,42...0,52	0,8...0,9	0,30...0,45	6...13	185...245	10...37	12...48	70...120	2...8
Бензиновый	0,6...1,1	0,35...0,45	0,75...0,92	0,25...0,38	9...16	230...310	15...40	11...33	50...110	1,5...6

**ПРИЛОЖЕНИЕ К**  
**Значение коэффициентов, характеризующих тягово-сцепные свойства**  
**мобильных машин**

Таблица К.1 – Значения коэффициента сопротивления качению и коэффициента сцепления ведущих колес автомобиля с опорной поверхностью

Дорожное покрытие	Состояние	Коэффициент сопротивления качению $f$	Коэффициент сцепления $\varphi_{сц}$
Асфальтобетон	сухой	0,01...0,02	0,70...0,80
	мокрый		0,45...0,55
Булыжное	сухое	0,025...0,050	0,40...0,55
Щебенчатое	сухое	0,020...0,025	0,50...0,70
	мокрое		0,30...0,50
Грунтовая дорога	сухая	0,025...0,035	0,40...0,60
	мокрая	0,05...0,15	0,20...0,45
Песок		0,06...0,30	0,20...0,50
Снег	укатанный	0,03...0,05	0,15...0,25
Лед	гладкий	0,015...0,03	0,08...0,20

Таблица К.2 – Значения коэффициента сопротивления качению и коэффициента сцепления движителей тракторов с опорной поверхностью

Тип опорной поверхности	Тракторы			
	колесные		гусеничные	
	$f$	$\varphi_{сц}$	$f$	$\varphi_{сц}$
Сухая грунтовая дорога	0,03...0,05	0,65...0,8	0,05...0,07	0,9...1,1
Целина	0,05...0,07	0,7...0,9	0,06...0,07	1,0...1,2
Залежь (2...3-летняя)	0,06...0,08	0,7...0,8	0,06...0,07	0,9...1,1
Стерня	0,08...0,12	0,6...0,8	0,07...0,08	0,8...1,0
Свежевспаханное поле	0,18...0,22	0,3...0,5	0,08...0,14	0,5...0,7
Слежавшаяся пахота	0,10...0,14	0,5...0,6	0,07...0,09	0,6...0,8
Поле, подготовленное под посев	0,12...0,18	0,4...0,6	0,09...0,12	0,6...0,7

## **ПРИЛОЖЕНИЕ Л**

**Пример оформления задания и содержание курсовой работы по теме  
«Расчет и анализ показателей тягово-сцепных свойств и топливной  
экономичности автомобиля»**

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»  
Агромеханический факультет  
(название факультета)

**УТВЕРЖДАЮ**

Заведующий кафедрой

«Тракторы и автомобили»

\_\_\_\_\_ Г.И. Гедроить

«06» \_\_09\_\_ 2017 г.

**З а д а н и е**

на курсовую работу по дисциплине «Тракторы и автомобили»

Студенту \_\_\_\_\_ Иванову А.В., 45 м \_\_\_\_\_

(Ф.И.О., группа)

1 Тема работы «Расчет и анализ показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля»

2 Срок сдачи студентом законченной работы «10» \_\_12\_\_ 2017 г.

3 Исходные данные к курсовой работе:

Грузоподъемность автомобиля, кг \_\_\_\_\_ 1350 \_\_\_\_\_

Тип автомобиля \_\_\_\_\_ малотоннажный \_\_\_\_\_

Коэффициент загрузки автомобиля (только для автопоездов),  $\Gamma_{\max}$  \_\_\_\_\_ – \_\_\_\_\_

Количество основных передач,  $z$  \_\_\_\_\_ 4 \_\_\_\_\_

Рекомендованная кинематическая схема \_\_\_\_\_ Ж1 \_\_\_\_\_

Колесная формула \_\_\_\_\_ 4×2 \_\_\_\_\_

Максимальная скорость движения на прямой передаче,  $V_{\max z}$ , м/с \_\_\_\_\_ 22 \_\_\_\_\_

Тип двигателя \_\_\_\_\_ бензиновый \_\_\_\_\_

Частота вращения коленчатого вала

при номинальной (максимальной) мощности,  $n_n$ , мин<sup>-1</sup> \_\_\_\_\_ 3200 \_\_\_\_\_

Рекомендуемое число  $i$  и расположение цилиндров двигателя \_\_\_\_\_ 4L \_\_\_\_\_

Наличие турбонаддува \_\_\_\_\_ нет \_\_\_\_\_

Степень сжатия двигателя,  $\epsilon$  \_\_\_\_\_ 8,9 \_\_\_\_\_

Приведенный коэффициент сопротивления дороги:  $\psi_1 = 0,02$ ,  $\psi_2 = 0,03$ ,  $\psi_3 = 0,06$ .

4 Содержание пояснительной записки: в соответствии с учебно-методическим пособием по курсовой работе для дисциплины «Тракторы и автомобили».

5 Содержание графической части: кинематическая схема трансмиссии автомобиля (А4), индикаторная диаграмма двигателя (А3), скоростная характеристика двигателя (А4), динамическая характеристика автомобиля (А4), экономическая характеристика (А4).

6 Дата выдачи задания «09» \_\_09\_\_ 2017 г.

7 Календарный график на весь период выполнения курсовой работы (с обозначением сроков выполнения и трудоемкости отдельных этапов):

раздел 1 «30» \_\_09\_\_ 2017 г. 25 % \_\_\_\_\_

раздел 2 «20» \_\_10\_\_ 2017 г. 25 % \_\_\_\_\_

раздел 3 «30» \_\_10\_\_ 2017 г. 10 % \_\_\_\_\_

раздел 4, 5 «25» \_\_11\_\_ 2017 г. 30 % \_\_\_\_\_

оформление пояснительной записки и графического материала

к «05» \_\_12\_\_ 2017 г. 10 % \_\_\_\_\_

Защита курсовой работы с «15» по «25» \_\_12\_\_ 2017 г.

Руководитель \_\_\_\_\_ П.П. Сидоров \_\_\_\_\_

(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_ «09» \_\_09\_\_ 2017 г.

(дата и подпись студента)

## Содержание

Введение .....	
1 Тяговый расчет и определение основных параметров автомобиля .....	
1.1 Расчет массы автомобиля .....	
1.2 Выбор параметров шин и определение расчетного радиуса колес автомобиля .....	
1.3 Расчет номинальной мощности (максимальной) мощности двигателя, автомобиля .....	
1.4 Определение вместимости и геометрических размеров платформы .....	
2 Тепловой и динамический расчет двигателя .....	
2.1 Расчет индикаторных параметров цикла бензинового двигателя .....	
2.1.1 Давление $p_a$ и температура $T_a$ в конце впуска .....	
2.1.2 Давление $p_c$ и температура $T_c$ в конце сжатия .....	
2.1.3 Давление $p_z$ и температура $T_z$ в конце сгорания (расчет процесса сгорания) .....	
2.1.4 Давление $p_b$ и температура $T_b$ в конце расширения .....	
2.1.5 Давление и температура в конце выпуска .....	
2.1.6 Анализ результатов теплового расчета двигателя .....	
2.1.7 Построение и анализ индикаторной диаграммы .....	
2.2 Определение размерных параметров двигателя, КПД и топливной экономичности .....	
2.2.1 Определение основных размеров кривошипно-шатунного механизма двигателя .....	
2.2.2 Определение КПД и топливной экономичности двигателя .....	
2.2.3 Определение удельных показателей двигателя .....	
2.3 Динамический расчет двигателя .....	

						<i>03.55.106.00.000 ПЗ</i>		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.	Петров				Лит.	Лист	Листов	
Руковод.	Сидоров							
Н. Контр.					<i>БГАТУ, зр. 47 м</i>			
Зав. каф.								
<i>Расчет и анализ показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля</i>								
<i>Пояснительная записка</i>								

2.4	Итоговые результаты расчетов двигателя.....	
3	Расчет и построение скоростной характеристики бензинового двигателя.....	
4	Динамические свойства и топливная экономичность автомобиля.....	
4.1	Расчет передаточных чисел трансмиссии и скоростей движения автомобиля.	
4.2	Расчет динамической характеристики порожнего автомобиля.....	
4.3	Расчет и построение универсальной динамической характеристики автомобиля.....	
4.4	Анализ динамической характеристики автомобиля .....	
4.5	Расчет и построение экономической характеристики автомобиля .....	
4.6	Анализ экономической характеристики автомобиля .....	
5	Итоговые результаты расчета параметров автомобиля .....	
	Заключение.....	
	Список использованных источников.....	
	Приложение А Индикаторная диаграмма двигателя .....	

## **ПРИЛОЖЕНИЕ М**

**Пример выполнения курсовой работы на тему:  
«Расчет и анализ показателей тягово-сцепных свойств  
и топливной экономичности трактора»**

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ»

Агротехнический факультет  
(название факультета)

Кафедра «Тракторы и автомобили»  
(название кафедры)

Пояснительная записка к курсовой работе  
по дисциплине: «Тракторы и автомобили»  
(название дисциплины)

на тему

«Расчет и анализ показателей тягово-сцепных свойств и топливной  
экономичности трактора»

Шифр 105

Студент: 4 курса, 47м группы

Иванов С.И.  
(личная подпись) (Ф.И.О.)

Руководитель:  
Сидоров П.П.  
(личная подпись) (Ф.И.О.)

Минск, 2017

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»  
Агромеханический факультет  
(название факультета)

**УТВЕРЖДАЮ**  
Заведующий кафедрой  
«Тракторы и автомобили»  
Г.И. Гедроить  
«06» 09 2017 г.

### З а д а н и е

на курсовую работу по дисциплине «Тракторы и автомобили»

Студенту Иванову С.И., 47м  
(Ф.И.О., группа)

1 Тема работы «Расчет и анализ показателей тягово-сцепных свойств и топливной экономичности трактора»

2 Срок сдачи студентом законченной работы « 10 » 12 2017 г.

3 Исходные данные к курсовой работе:

Тяговый класс трактора 2

Тип движителя колесный 4x4

Номинальная скорость движения на первой передаче  $V_{n1}$ , м/с 2,3

Количество основных скоростей движения,  $z$  5

Рекомендованная кинематическая схема Г4

Частота вращения коленчатого вала при номинальной (максимальной) мощности  $n_n$ , мин<sup>-1</sup> 2000

Рекомендуемое число  $i$  и расположение цилиндров двигателя 6L

Наличие турбонаддува да

Степень сжатия двигателя  $\varepsilon$  17

Почвенный фон для расчета и построения тяговой характеристики поле, подготовленное под посев

4 Содержание пояснительной записки: в соответствии с учебно-методическим пособием по курсовой работе для дисциплины «Тракторы и автомобили».

5 Содержание графической части: кинематическая схема трансмиссии трактора (А4), индикаторная диаграмма двигателя (А3), внешняя скоростная характеристика тракторного дизеля (А4), регуляторная характеристика тракторного дизеля в функции от крутящего момента (А4), теоретическая тяговая характеристика трактора (А2).

6 Дата выдачи задания « 09 » 09 2017 г.

7 Календарный график на весь период выполнения курсовой работы (с обозначением сроков выполнения и трудоемкости отдельных этапов):

раздел 1 « 30 » 09 20 17 г. 25 % \_\_\_\_\_

раздел 2 « 20 » 10 20 17 г. 25 % \_\_\_\_\_

раздел 3 « 30 » 10 20 17 г. 10 % \_\_\_\_\_

раздел 4,5 « 25 » 11 20 17 г. 30 % \_\_\_\_\_

оформление пояснительной записки и графического материала

к « 05 » 12 2017 г. 10 % \_\_\_\_\_

Защита курсовой работы с « 15 » по « 25 » 12 2017 г.

Руководитель П.П. Сидоров

(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению « 09 » 09 2017 г.

(дата и подпись студента)

## Реферат

Курсовая работа: 56 с., таблиц 7, использованных источников 11. Графическая часть – 3 листа формата А4, 1 лист формата А3, 1 лист формата А2.

Ключевые слова: трактор, двигатель, трансмиссия, мощность, характеристики, коэффициент сопротивления качению, коэффициент сцепления, топливная экономичность, анализ, тяговый КПД.

Выполнение курсовой работы базируется на знаниях, полученных при изучении конструкции тракторов и автомобилей, теории автотракторных двигателей, теории тракторов и автомобилей, естественнонаучных и общепрофессиональных дисциплин.

Выполнен расчет массы, скоростей движения трактора, передаточных чисел и КПД трансмиссии, мощности двигателя, распределения веса по осям трактора, выбраны шины, определены основные параметры и расход топлива двигателя, построены его скоростная (регуляторная) характеристика и тяговая характеристика трактора, проанализировано изменение буксования, кривой мощности и расхода топлива трактора, его тягового КПД.

Обобщение результатов показывает, что показатели предложенного трактора соответствуют мировому уровню в области тракторостроения.

## Содержание

Введение .....	6
1 Тяговый расчет и определение основных параметров трактора .....	7
1.1 Расчет тягового диапазона трактора .....	7
1.2 Расчет массы трактора .....	8
1.3 Выбор параметров шин и определение расчетного радиуса .....	9
1.4 Расчет номинальных теоретических скоростей движения трактора и передаточных чисел трансмиссии .....	10
1.5 Расчет номинальной мощности двигателя, устанавливаемого на тракторе .....	13
2 Тепловой и динамический расчет двигателя .....	16
2.1 Расчет индикаторных параметров цикла четырехтактного дизеля .....	16
2.1.1 Давление $p_a$ и температура $T_a$ в конце впуска .....	16
2.1.2 Давление $p_c$ и температура $T_c$ в конце сжатия .....	17
2.1.3 Давление $p_z$ и температура $T_z$ в конце сгорания (расчет процесса сгорания) .....	18
2.1.4 Давление $p_b$ и температура $T_b$ в конце расширения .....	22
2.1.5 Давление и температура в конце выпуска .....	24
2.1.6 Анализ результатов теплового расчета двигателя .....	24
2.1.7 Построение и анализ индикаторной диаграммы .....	25
2.2 Определение размерных параметров двигателя, КПД и топливной экономичности .....	27
2.2.1 Определение основных размеров кривошипно-шатунного механизма двигателя .....	27
2.2.2 Определение КПД и топливной экономичности двигателя .....	29
2.2.3 Определение удельных показателей двигателя .....	30

					<i>03.55.105.00.000 ПЗ</i>		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Иванов			Лит.	Лист	Листов
Руковод.		Сидоров				4	56
Н. Контр.					<i>БГАТУ, зр. 47 м</i>		
Зав. каф.							

Расчет и анализ показателей  
тягово-сцепных свойств и топлив-  
ной экономичности трактора  
Пояснительная записка

2.3	Динамический расчет двигателя .....	32
2.4	Итоговые результаты расчетов двигателя .....	34
3	Расчет и построение скоростной (регуляторной) характеристики тракторного дизеля .....	35
4	Расчет, построение и анализ теоретической тяговой характеристики трактора .....	41
4.1	Построение вспомогательной части тяговой характеристики .....	41
4.2	Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора ...	43
4.2.1	Расчет и построение кривой буксования трактора .....	44
4.2.2	Расчет и построение основных графиков тяговой характеристики .....	45
4.3	Анализ теоретической тяговой характеристики трактора .....	49
5	Итоговые результаты расчета параметров трактора .....	51
	Заключение .....	53
	Список использованных источников .....	54
	Приложение А Индикаторная диаграмма двигателя .....	55
	Приложение Б Теоретическая тяговая характеристика колесного трактора тягового класса 2.....	56



## 1 Тяговый расчет и определение основных параметров трактора

### 1.1 Расчет тягового диапазона трактора

Тяговым диапазоном трактора называется отношение его номинальной силы тяги на крюке  $P_{кр н}$  к минимальной силе тяги  $P_{кр min}$ , с которой он может быть рационально использован. Величина тягового диапазона  $\delta_T$  подсчитывается по формуле:

$$\delta_T = \frac{P_{кр н}}{P_{кр min}} = \varepsilon \frac{P_{кр н}}{P'_{кр н}}, \quad (1.1)$$

где  $P'_{кр н}$  – номинальная сила тяги, установленная для тракторов предыдущего тягового класса, Н.

Принимаем  $P'_{кр н} = 14000$  Н (приложение А) [1];

$\varepsilon$  – коэффициент расширения тяговой зоны трактора. Рекомендуется  $\varepsilon = 1,25 \dots 1,3$  [1]. Принимаем  $\varepsilon = 1,25$ .

$$\delta_T = 1,25 \frac{20000}{14000} = 1,786.$$

Расчетная минимальная сила тяги на крюке трактора при принятых условиях работы:

$$P_{кр min} = \frac{P_{кр н}}{\delta_T}. \quad (1.2)$$

$$P_{кр min} = \frac{20000}{1,786} = 11198 \text{ Н.}$$

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

## 1.2 Расчет массы трактора

С достаточной для учебных расчетов точностью можно принимать, что минимальная эксплуатационная масса трактора  $m_{\min}$  (кг):

$$m_{\min} = (1,05 \dots 1,1)m_0. \quad (1.3)$$

где  $m_0$  – конструкционная масса, т. е. масса трактора в незаправленном состоянии, без тракториста, инструмента, дополнительного оборудования и балласта, кг. В качестве прототипа принимаем трактор «Беларус 1222.3» с конструкционной массой  $m_0=5300$  кг (см. таблицу Б.1) [1]. Тогда минимальная эксплуатационная масса равняется:

$$m_{\min} = 1,07 \cdot 5300 = 5670 \text{ кг.}$$

Расчет максимальной эксплуатационной массы трактора  $m_{\max}$  (кг) производится для колесного трактора 4x4 по формуле:

$$m_{\max} = \frac{K_{\Pi} P_{\text{крн}}}{g(\varphi_{\text{к доп}} \lambda_{\text{к}} - f)}, \quad (1.4)$$

где  $\varphi_{\text{к доп}}$  – допустимая величина коэффициента использования сцепного веса трактора. Для колесных тракторов  $\varphi_{\text{к доп}} = 0,5 \dots 0,65$  [3]. Принимаем  $\varphi_{\text{к доп}} = 0,6$ ;

$K_{\Pi}$  – коэффициент возможной перегрузки трактора по тяге. Учитывает, что в процессе работы имеют место значительные колебания тягового сопротивления. Для большинства полевых операций  $K_{\Pi} = 1,27 \dots 1,53$  [6]. Чем выше тяговый класс трактора, тем ниже значение  $K_{\Pi}$ . Принимаем  $K_{\Pi} = 1,4$ ;

$\lambda_{\text{к}}$  – коэффициент нагрузки ведущих колес; для трактора с колесной формулой 4x4  $\lambda_{\text{к}} = 1$  [1];

$f$  – коэффициент сопротивления качению. Принимаем  $f = 0,12$  [1];

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$  ( $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ).

									Лист
									8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ				

$$m_{\max} = \frac{1,4 \cdot 2,0 \cdot 10^4}{9,81 \cdot (0,6 - 0,12)} = 5950 \text{ кг.}$$

Т. к. максимальная эксплуатационная масса  $m_{\max}$  больше минимальной  $m_{\min}$ , рассчитываем необходимую массу балласта  $m_{\text{б}}$  (кг):

$$m_{\text{б}} = \lambda_{\text{к}}(m_{\max} - m_{\min}) . \quad (1.5)$$

$$m_{\text{б}} = 1 \cdot (5950 - 5670) = 280 \text{ кг.}$$

Этот балласт используется для повышения сцепного веса трактора.

### 1.3 Выбор параметров шин и определение расчетного радиуса

Для рассчитываемого трактора согласно трактору-прототипу принимаем для передних колес шины размером 420/70R24, для задних колес – 18.4R38 (таблица Б.1) [1].

Рассчитаем нагрузку в статике на заднее колесо  $m_{\text{к}}$  (кг) по формуле [1]:

$$m_{\text{к}} = \frac{1}{2} (0,59 \dots 0,67) m_{\max} ; \quad (1.6)$$

$$m_{\text{к}} = \frac{1}{2} \cdot 0,65 \cdot 5950 = 1934 \text{ кг.}$$

При данной нагрузке (менее 1950 кг) согласно таблице В.2 [1] выбираем давление воздуха в шине задних колес равным 60 кПа.

Рассчитаем нагрузку в статике на переднее колесо  $m_{\text{п}}$  (кг) по формуле:

$$m_{\text{п}} = \frac{1}{2} (0,33 \dots 0,41) m_{\max} ; \quad (1.7)$$

$$m_{\text{п}} = \frac{1}{2} \cdot 0,35 \cdot 5950 = 1041 \text{ кг.}$$

									Лист
									9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ				

При данной нагрузке (менее 1250 кг) согласно таблице В.2 [1] выбираем давление воздуха в шине передних колес равным 60 кПа.

При эксплуатации трактора выбранное давление воздуха корректируется в зависимости от скорости движения, дорожных условий, тяговой нагрузки, перераспределения веса от агрегируемых машин.

Для дальнейших расчетов необходимо знать расчетный радиус  $r_k$  (м) колес. Принимаем его равным статическому радиусу колеса основного моста трактора-прототипа:  $r_k = 0,800$  м (см. таблицу Б.1) [1].

#### 1.4 Расчет номинальных теоретических скоростей движения трактора и передаточных чисел трансмиссии

Диапазоном основных скоростей называется отношение высшей основной скорости  $V_{нз}$  к низшей  $V_{н1}$ . Его можно выразить через передаточные числа трансмиссии [3]:

$$\delta_{v \text{ осн}} = \frac{V_{нз}}{V_{н1}} = \frac{i_{тр1}}{i_{трz}}, \quad (1.8)$$

где  $i_{тр1}$  и  $i_{трz}$  – передаточные числа трансмиссии трактора соответственно на низшей и высшей основных передачах.

Определим диапазон основных скоростей по формуле:

$$\delta_{v \text{ осн}} \cong \delta_{т} \gamma_{д \text{ min}}. \quad (1.9)$$

где  $\gamma_{д \text{ min}}$  – коэффициент допустимой загрузки двигателя, ( $\gamma_{д \text{ min}} = 0,85 \dots 0,90$  [1]). Принимаем  $\gamma_{д \text{ min}} = 0,87$ .

$$\delta_{v \text{ осн}} = 1,786 \cdot 0,87 = 1,554.$$

Ряд основных скоростей тракторов строится по принципу геометрической прогрессии, знаменателем которой является  $q$  [6].

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ					Лист
										10

Определим данный коэффициент при известном диапазоне основных скоростей трактора  $\delta_{v\text{осн}}$  по формуле:

$$q = \sqrt[z]{\delta_{v\text{осн}}} \quad (1.10)$$

где  $z$  – число основных передач трактора, указывается в задании и равно  $z=5$ .

$$q = \sqrt[5]{1,554} = 1,117.$$

Значение низшей основной скорости  $V_{н1}$  указывается в задании и составляет  $V_{н1} = 2,3$  м/с. Остальные основные скорости определим, исходя из установленного значения  $q$  знаменателя геометрического ряда, т. е.:

$$V_{н2} = V_{н1}q; \quad V_{н3} = V_{н2}q = V_{н1}q^2; \quad \dots \quad V_{нz} = V_{н1}q^{z-1}. \quad (1.11)$$

$$V_{н2} = V_{н1}q = 2,3 \cdot 1,117 = 2,60 \text{ м/с};$$

$$V_{н3} = V_{н1}q^2 = 2,3 \cdot 1,117^2 = 2,87 \text{ м/с};$$

$$V_{н4} = V_{н1}q^3 = 2,3 \cdot 1,117^3 = 3,20 \text{ м/с};$$

$$V_{н5} = V_{н1}q^4 = 2,3 \cdot 1,117^4 = 3,58 \text{ м/с}.$$

Согласно заданию принимаем кинематическую схему трансмиссии согласно рисунку Г.4 [1].

Передаточное число трансмиссии трактора [5]:

$$i_{\text{тр}} = i_0 i_k, \quad (1.12)$$

где  $i_0$  – передаточное число ведущего моста. Выбираем по прототипу  $i_0 = 23,430$  (приложение Б) [1];

$i_k$  – передаточное число коробки передач.

Рассчитываем передаточные числа коробки передач  $i_{k1}, i_{k2}, \dots, i_{kz}$  по формуле:

$$i_k = \frac{\pi n_H}{30 i_0 V_H} r_k, \quad (1.13)$$

где  $n_H$  – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$  (значение  $n_H$  указывается в задании по теме,  $n_H = 2000 \text{ мин}^{-1}$ );

$r_k$  – расчетный радиус ведущих колес трактора, м. Определен в п. 1.3 пояснительной записки и равен  $r_k = 0,800$  м.

Переменной в формуле (1.13) является только скорость движения. Значения скоростей для разных передач определены выше. Тогда:

$$i_{k1} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30 \cdot 23,430 \cdot 2,30} \cdot 0,800 = 3,108;$$

$$i_{k2} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30 \cdot 23,430 \cdot 2,60} \cdot 0,800 = 2,749$$

$$i_{k3} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30 \cdot 23,430 \cdot 2,87} \cdot 0,800 = 2,490;$$

$$i_{k4} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30 \cdot 23,430 \cdot 3,20} \cdot 0,800 = 2,234;$$

$$i_{k5} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30 \cdot 23,430 \cdot 3,58} \cdot 0,800 = 1,997.$$

Исходя из полученных значений  $i_k$ , по формуле (1.12) рассчитываем передаточные числа трансмиссии  $i_{\text{тр}}$  для всех передач:

$$i_{\text{тр}1} = 23,430 \cdot 3,108 = 72,820;$$

$$i_{\text{тр}2} = 23,430 \cdot 2,749 = 64,409;$$

$$i_{\text{тр}3} = 23,430 \cdot 2,490 = 58,341;$$

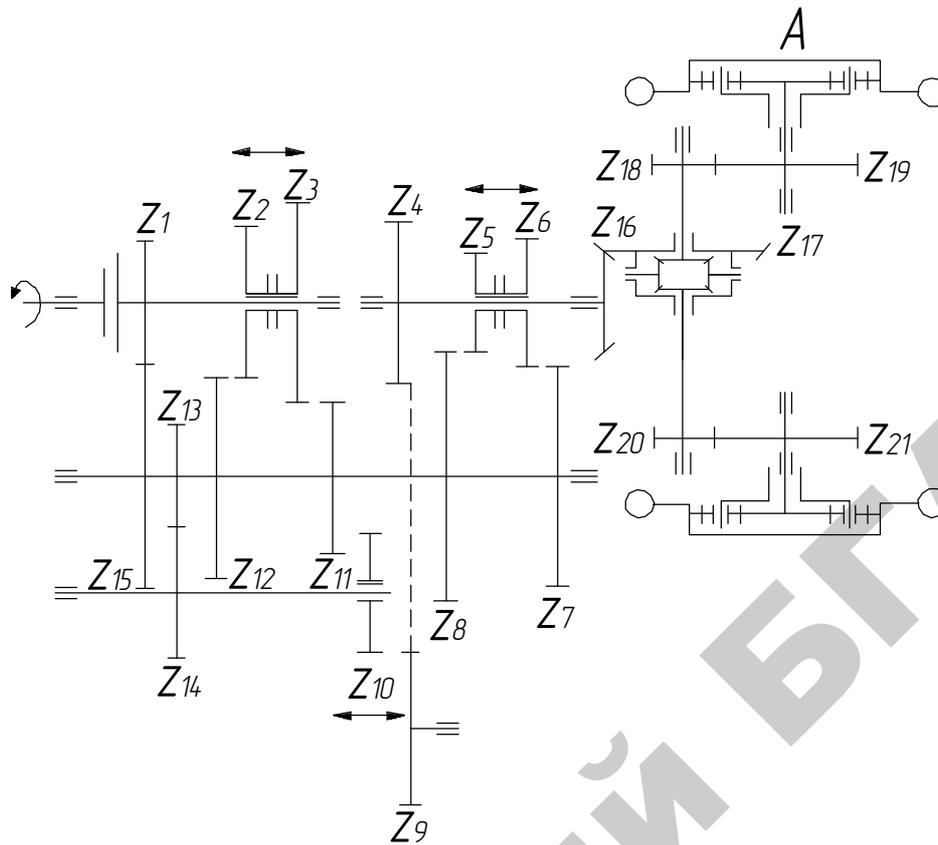
$$i_{\text{тр}4} = 23,430 \cdot 2,234 = 52,343;$$

$$i_{\text{тр}5} = 23,430 \cdot 1,997 = 46,790.$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ					Лист
										12







Передачи	I	II	III	IV	V
Шестерни, находящиеся в зацеплении	$\frac{z_{15}, z_{14}, z_9, z_4}{z_1, z_{13}, z_{10}, z_9}$ $\frac{z_{17}, z_{19}, z_{21}, A}{z_{16}, z_{18}, z_{20}}$	$\frac{z_{12}, z_5, z_{17}}{z_2, z_8, z_{16}}$ $\frac{z_{19}, z_{21}, A}{z_{18}, z_{20}}$	$\frac{z_{12}, z_6, z_{17}}{z_2, z_7, z_{16}}$ $\frac{z_{19}, z_{21}, A}{z_{18}, z_{20}}$	$\frac{z_{11}, z_5, z_{17}}{z_3, z_8, z_{16}}$ $\frac{z_{19}, z_{21}, A}{z_{18}, z_{20}}$	$\frac{z_{11}, z_6, z_{17}}{z_3, z_7, z_{16}}$ $\frac{z_{19}, z_{21}, A}{z_{18}, z_{20}}$
Передаточные числа коробки передач $i_k$	3,108	2,749	2,490	2,234	1,997
Общее передаточное число трансмиссии $i_{TP}$	72,820	64,409	58,341	52,343	46,790
КПД трансмиссии $\eta_{TP}$	0,792	0,800	0,800	0,800	0,800

A – планетарная конечная передача (2 шт.)

Рисунок 1.1 – Кинематическая схема и таблица передаточных чисел трансмиссии колесного трактора

## 2 Тепловой и динамический расчет двигателя

### 2.1 Расчет индикаторных параметров цикла четырехтактного дизеля

#### 2.1.1 Давление $p_a$ и температура $T_a$ в конце впуска

Значения  $p_a$  (МПа) и  $T_a$  (К) рассчитываются по формулам:

$$p_a = \frac{p_0 \eta_v (\varepsilon - 1) T'_0 + p_r T_0}{\varepsilon T_0}; \quad (2.1)$$

$$T_a = \frac{\varepsilon p_a T_0}{\eta_v (\varepsilon - 1) p_0 + \frac{T_0}{T_r} p_r}, \quad (2.2)$$

где  $\eta_v$  – коэффициент наполнения. Для дизелей с наддувом  $\eta_v = 0,9 \dots 0,97$  [1].

Принимаем  $\eta_v = 0,95$ ;

$p_0$  и  $T_0$  – соответственно, давление и температура окружающей среды, МПа и К;

$T'_0$  – температура свежего заряда с учетом его подогрева при впуске, К;

$p_r$  и  $T_r$  – соответственно, давление и температура отработавших газов, МПа и К;

$\varepsilon$  – степень сжатия. По заданию  $\varepsilon = 17$ .

$$T'_0 = T_0 + \Delta T, \quad (2.3)$$

где  $\Delta T$  – подогрев свежего заряда от деталей выпускной системы, К. Чем быстрее ходит двигатель, тем меньше подогрев воздуха. Для дизелей с наддувом  $\Delta T = 0 \dots 10$  К [1]. Принимаем  $\Delta T = 6$  К.

Для дизелей с наддувом значения  $p_0$  и  $T_0$  принимаются равными давлению и температуре на выходе из компрессора  $p_k$  и  $T_k$ . Последние рассчитыва-

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ					Лист
										16

ются исходя из  $p_0$  и  $T_0$  дизеля со свободным впуском ( $p_0 = 0,1$  МПа;  $T_0 = 293$  К [7, 8]) по формулам:

$$p_k = (1,4 \dots 2,0) p_0; \quad (2.4)$$

$$T_k = T_0 (p_k / p_0)^{(n_k - 1) / n_k}. \quad (2.5)$$

Здесь показатель политропы сжатия в компрессоре (нагнетателе) равен  $n_k = 1,4 \dots 1,8$  [7, 8].

$$p_k = 1,6 \cdot 0,1 = 0,16 \text{ МПа};$$

$$T_k = 293 \cdot (0,16 / 0,1)^{(1,6 - 1) / 1,6} = 349 \text{ К.}$$

$$T'_0 = 349 + 6 = 355 \text{ К.}$$

Значения параметров остаточных газов:  $p_r = (0,8 \dots 0,9) p_k$ ,  $T_r = 600 \dots 900$  К. Чем выше степень сжатия и ниже частота вращения, тем меньше  $T_r$ . Принимаем:  $p_r = 0,85 \cdot 0,16 = 0,136$  МПа,  $T_r = 700$  К.

$$p_a = \frac{0,16 \cdot 0,95 \cdot (17 - 1) \cdot 355 + 0,13 \cdot 349}{17 \cdot 349} = 0,153 \text{ МПа.}$$

$$T_a = \frac{17 \cdot 0,153 \cdot 349}{0,95 \cdot (17 - 1) \cdot 0,16 + \frac{349}{700} \cdot 0,136} = 363 \text{ К.}$$

### 2.1.2 Давление $p_c$ и температура $T_c$ в конце сжатия

Расчет  $p_c$  и температура  $T_c$  выполняется по формулам:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}; \quad (2.6)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}; \quad (2.7)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ					Лист
										17

где  $n_1$  – показатель политропы сжатия.

Определяем по формуле В. А. Петрова:

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n_H}, \quad (2.8)$$

где  $n_H$  – номинальная частота вращения вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ . Согласно заданию  $n_H = 2000 \text{ мин}^{-1}$ .

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{2000} = 1,360.$$

Это соответствует значению  $n_1$  для современных дизелей со скоростью поршня 7... 11 м/с, которое составляет 1,32...1,40 [8].

Тогда температура и давление в конце сжатия:

$$p_c = 0,153 \cdot 17^{1,360} = 7,21 \text{ МПа.}$$

$$T_c = 363 \cdot 17^{1,360-1} = 1007 \text{ К.}$$

### 2.1.3 Давление $p_z$ и температура $T_z$ в конце сгорания (расчет процесса сгорания)

Теоретическое количество воздуха в кг  $L'_0$  (кг/кг) или киломолях  $L_0$  (кмоль/кг), необходимое для сгорания 1кг топлива (с составом  $C$  – кг углерода,  $H$  – кг водорода и  $O$  – кг кислорода) [7]:

$$L'_0 = (8C / 3 + 8H - O) / 0,23 ; \quad (2.9)$$

$$L_0 = L'_0 / 29 , \quad (2.10)$$

где  $C$ ,  $H$  и  $O$  – весовая доля соответствующих компонентов в 1 кг топлива.

Для дизельного топлива можно принимать:  $C = 0,857$ ;  $H = 0,133$ ;  $O = 0,01$  [8].

									Лист
									18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ				

$$L'_0 = (8 \cdot 0,857 / 3 + 8 \cdot 0,133 - 0,01) / 0,23 = 14,52 \text{ кг/кг топлива};$$

$$L_0 = 14,52 / 29 = 0,50 \text{ кмоль/кг топлива.}$$

Действительное количество воздуха  $L$  (кмоль/кг), необходимое для сгорания 1 кг топлива, поступившего в цилиндр:

$$L = \alpha L_0, \quad (2.11)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха. Для дизельных двигателей с наддувом  $\alpha = 1,5 \dots 2,0$  [7]. Принимаем  $\alpha = 1,8$ .

$$L = 1,8 \cdot 0,50 = 0,9 \text{ кмоль/кг топлива.}$$

Количество свежего заряда  $M_1$  (кмоль/кг) равняется:

$$M_1 = L = \alpha L_0. \quad (2.12)$$

$$M_1 = L = 0,9 \text{ кмоль/кг топлива.}$$

Помимо поступившего воздуха в цилиндре находятся остаточные газы, количество которых  $M_r$  (кмоль/кг):

$$M_r = \gamma_r \alpha L_0, \quad (2.13)$$

где  $\gamma_r$  – коэффициент остаточных газов. Величина  $\gamma_r$  определяется из уравнения:

$$\gamma_r = \frac{p_r T_0}{p_0 T_r \eta_v (\epsilon - 1)}. \quad (2.14)$$

$$\gamma_r = \frac{0,136 \cdot 349}{0,16 \cdot 700 \cdot 0,95 \cdot (17 - 1)} = 0,028.$$

$$M_r = 0,028 \cdot 1,8 \cdot 0,50 = 0,025 \text{ кмоль/кг топлива.}$$

Общее количество газов, находящихся в цилиндре в конце сжатия:

$$M_c = M_1 + M_r. \quad (2.15)$$

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

$$M_c = 0,9 + 0,025 = 0,925 \text{ кмоль/кг топлива.}$$

Определяем количество газов, находящихся в цилиндре в конце сгорания.

Количество продуктов сгорания  $M_2$  (кмоль/кг) (при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha > 1$ ) определяется по формуле

$$M_2 = \alpha L_0 + H/4 + O/32 . \quad (2.16)$$

$$M_2 = 1,8 \cdot 0,50 + 0,133/4 + 0,01/32 = 0,936 \text{ кмоль/кг топлива.}$$

С учетом остаточных газов, количество газов, находящихся в цилиндре в конце сгорания:

$$M_z = M_2 + M_r . \quad (2.17)$$

$$M_z = 0,936 + 0,025 = 0,961 \text{ кмоль/кг топлива.}$$

Исходя из полученных значений  $M_z$  и  $M_c$  рассчитываем коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси:

$$\mu = M_z / M_c . \quad (2.18)$$

$$\mu = 0,961 / 0,925 = 1,039 .$$

Давление в конце сгорания  $p_z$  (МПа) для цикла со смешанным подводом тепла определяется по формуле:

$$p_z = \lambda_p p_c , \quad (2.19)$$

где  $\lambda_p$  – степень повышения давления при сгорании смеси. При наличии надува  $\lambda_p = 1,8 \dots 2,3$  [1]. Принимаем  $\lambda_p = 1,8$ .

$$p_z = 1,8 \cdot 7,21 = 13,0 \text{ МПа.}$$

Температура  $T_z$  определяется из уравнения сгорания, которое для дизелей ( $\alpha > 1$ ) имеет следующий вид (цикл со смешанным подводом тепла):

					<i>03.55.105.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

$$(mC_v + 8,314\lambda_p)T_c + \frac{\xi H_u}{\alpha L_0(1 + \gamma_r)} = mC_p \mu T_z, \quad (2.20)$$

где  $mC_v$  – средняя молярная теплоемкость свежего заряда при постоянном объеме, (кДж/(кмоль·К));

$mC_p$  – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении, (кДж/(кмоль·К));

$\xi$  – коэффициент использования теплоты;

$H_u$  – теплота сгорания (для дизельного топлива –  $H_u = 42500$  кДж/кг).

У четырехтактных дизелей коэффициент использования теплоты  $\xi = 0,8 \dots 0,9$  [7]. Более высокие значения коэффициента  $\xi$  соответствуют быстроходным дизелям с неразделенной камерой сгорания. Принимаем  $\xi = 0,85$ .

Средние теплоемкости  $mC_v$  и  $mC_p$  (кДж/(кмоль·К)) определяются приближенно по формулам

$$mC_v = 20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} T_c; \quad (2.21)$$

$$mC_p = 8,314 + (20,1 + 0,921/\alpha) + (13,82/\alpha + 15,49) 10^{-4} T_z. \quad (2.22)$$

Подставив в уравнения (2.21) и (2.22) известные значения  $T_c$  и  $\alpha$ , определяем теплоемкости  $mC_v$  и  $mC_p$ . Неизвестно только  $T_z$  (К). Далее полученные теплоемкости и другие известные величины подставляем в уравнение сгорания (2.20). В процессе решения приходим к уравнению вида:

$$AT_z^2 + BT_z + C = 0. \quad (2.23)$$

Следовательно:

$$T_z = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}, \quad (2.24)$$

где  $A$ ,  $B$ ,  $C$  – полученные при расчетах по формулам (2.20), (2.21), (2.22) числовые значения.

									Лист
									21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ				

Исходя из предшествующих расчетов, имеем значения:  $\lambda_p = 1,8$ ;  $\xi = 0,85$ ;  $\gamma_r = 0,028$ ;  $\mu = 1,039$ ;  $\alpha = 1,8$ ;  $\alpha L_0 = 0,90$  кмоль/кг;  $T_c = 1007$  К.

Тогда по формуле (2.21)

$$mC_v = 20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} \cdot 1007 = 21,91 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{К)}.$$

По формуле (2.22):

$$mC_p = 8,314 + \left(20,1 + \frac{0,921}{1,8}\right) + \left(\frac{13,82}{1,8} + 15,49\right) 10^{-4} T_z = 28,93 + 23,17 \cdot 10^{-4} T_z.$$

Подставим полученные значения  $mC_v$  и  $mC_p$  в уравнение сгорания (2.20):

$$(21,91 + 8,314 \cdot 1,8) \cdot 1007 + \frac{0,85 \cdot 42500}{0,90(1 + 0,028)} = (28,93 + 23,17 \cdot 10^{-4} T_z) \cdot 1,039 \cdot T_z.$$

После вычислений приходим к выражению:

$$76179 = 30,06 T_z + 24,07 \cdot 10^{-4} T_z^2$$

$$\text{или } 24,07 \cdot 10^{-4} T_z^2 + 30,06 T_z - 76179 = 0.$$

Из последнего выражения по формуле (2.24) получим:

$$T_z = \frac{-30,06 \pm \sqrt{30,06^2 - 4 \cdot 24,07 \cdot 10^{-4} \cdot (-76179)}}{2 \cdot 24,07 \cdot 10^{-4}} = \frac{-30,06 \pm \sqrt{1637}}{48,14 \cdot 10^{-4}} = \frac{10,40 \cdot 10^4}{48,14} = 2160 \text{ К}.$$

#### 2.1.4 Давление $p_b$ и температура $T_b$ в конце расширения

Для выполнения расчетов необходимо найти степень предварительного

расширения  $\rho = \frac{V_z}{V_c}$  и степень последующего расширения  $\delta = \frac{V_b}{V_z}$ .

Степень предварительного расширения рассчитывается по формуле:

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda_p T_c}. \quad (2.25)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ					Лист
										22

Для дизелей с неразделенной камерой сгорания значения  $\rho$  составляют 1,2...1,43 [7].

$$\rho = \frac{1,039 \cdot 2160}{1,8 \cdot 1007} = 1,238.$$

Степень последующего расширения определяем по формуле:

$$\delta = \varepsilon / \rho. \quad (2.26)$$

$$\delta = 17/1,238 = 13,73.$$

Давление в конце расширения  $p_b$  (МПа):

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}. \quad (2.27)$$

Температура в конце расширения  $T_b$  (К):

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (2.28)$$

В формулах (2.27) и (2.28)  $n_2$  – показатель политропы расширения. Значение  $n_2$  определяем по формуле В. А. Петрова [8]:

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n_H}. \quad (2.29)$$

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{2000} = 1,245.$$

У дизелей  $n_2 = 1,18... 1,28$  [8]. Чем выше коэффициент использования теплоты и чем меньше потери теплоты на линии расширения, тем ниже  $n_2$ .

$$p_b = \frac{13,0}{13,73^{1,245}} = 0,50 \text{ МПа.}$$

$$T_b = \frac{2160}{13,73^{1,245-1}} = 1137 \text{ К.}$$

### 2.1.5 Давление и температура в конце выпуска

После определения параметров в конце расширения выполняется оценка правильности выбора значения температуры отработавших газов, сделанного в начале теплового расчета, по формуле Е. К. Мазинга:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}} \quad (2.30)$$

$$T_r = \frac{1137}{\sqrt[3]{0,50 / 0,136}} = 737 \text{ К.}$$

Полученное значение температуры  $T_r$  по формуле (2.30) и значение, принятое в начале расчета, не должны отличаться более чем на 10 %. В противном случае расчет следует повторить, приняв вначале другое значение  $T_r$ .

В нашем случае:

$$\frac{737 - 700}{700} \cdot 100 \% = 5,28 \% < 10 \%$$

Полученное значение погрешности показывает, что расчет произведен верно.

### 2.1.6 Анализ результатов теплового расчета двигателя

Полученные результаты сведем в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты теплового расчета двигателя

Параметры	$p_a$ МПа	$T_a$ К	$p_c$ МПа	$T_c$ К	$p_z$ МПа	$T_z$ К	$p_b$ МПа	$T_b$ К	$p_r$ МПа	$T_r$ К
Рекомендованные	0,110... 0,160	320... 400	4,0... 7,5	900... 1100	7...13	1800... 2400	0,2... 0,5	1000... 1400	0,120... 0,170	600... 900
Расчетные	0,153	363	7,21	1007	13	2160	0,5	1137	0,136	737

Полученные результаты соответствуют рекомендованным значениям (приложение И) [1].

### 2.1.7 Построение и анализ индикаторной диаграммы

По результатам расчета цикла строим теоретическую индикаторную диаграмму в координатах  $p - V$ . Порядок ее построения следующий.

На оси абсцисс откладываем отрезок длиной 10 мм, изображающий в объем камеры сгорания  $V_c$ . Этот отрезок принимается за единицу. Далее определяем и откладываем в принятом масштабе объем  $V_z$  (мм) в конце сгорания и полный объем  $V_a$  (мм):

$$V_z = \rho V_c ; \quad (2.31)$$

$$V_a = \varepsilon V_c , \quad (2.32)$$

где  $V_c$  – длина отрезка, соответствующего  $V_c$  в мм.

$$V_z = 1,238 \cdot 10 = 12,38 \text{ мм.}$$

$$V_a = 17 \cdot 10 = 170 \text{ мм.}$$

Разность  $V_a - V_c = V_h$  является рабочим объемом цилиндра  $V_h$ .

Выбрав на оси ординат масштаб давлений (0,05 МПа/мм), откладываем точки:  $p_0, p_a, p_c, p_z, p_b, p_r$ . Для дизельного двигателя давление  $p_{z'} = p_z$ : первое из них соответствует точке  $V_c$  на оси абсцисс, второе – точке  $V_z$ .

$$p_x = p_a (V_a / V_x)^{n_1} - \text{для политропы сжатия}; \quad (2.33)$$

$$p_x = p_b (V_b / V_x)^{n_2} - \text{для политропы расширения}. \quad (2.34)$$

Входящие в эти уравнения отношения объемов  $V_a/V_x$  и  $V_b/V_x$ , определим по отношению соответствующих отрезков на оси абсцисс.

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

На длине отрезка 120 мм для политропы сжатия:

$$p_x = 0,153 \left( \frac{170}{120} \right)^{1,360} = 0,25 \text{ МПа,}$$

а для политропы расширения:

$$p_x = 0,50 \left( \frac{170}{120} \right)^{1,245} = 0,77 \text{ МПа.}$$

Отображаем полученные значения давлений на индикаторной диаграмме для отрезка длиной 120 мм по оси абсцисс. Аналогично определим: на длине отрезка 80 мм для политропы сжатия  $p_x = 0,43$  МПа, а для политропы расширения  $p_x = 1,28$  МПа; на длине отрезка 40 мм для политропы сжатия  $p_x = 1,10$  МПа, а для политропы расширения  $p_x = 3,03$  МПа; на длине отрезка 20 мм для политропы сжатия  $p_x = 2,81$  МПа, а для политропы расширения  $p_x = 7,18$  МПа.

Индикаторная диаграмма изображается на листе формата А3 и приведена в приложении А к курсовой работе.

По построенной индикаторной диаграмме определим среднее теоретическое индикаторное давление  $p'_i$  (МПа):

$$p'_i = \mu_p F / l . \quad (2.35)$$

где  $F$  – площадь индикаторной диаграммы, мм<sup>2</sup>. Определяется с помощью планиметра или другими средствами,  $F = 4046$  мм<sup>2</sup> (при масштабе 1:1);

$l$  – длина индикаторной диаграммы в мм. Длина индикаторной диаграммы равняется длине отрезка  $V_h$ ;  $l = 160$  мм;

$\mu_p$  – принятый масштаб давлений в МПа/мм;  $\mu_p = 0,05$  МПа/мм.

$$p'_i = \frac{0,05 \cdot 4046}{160} = 1,26 \text{ МПа.}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ					Лист
										26

Действительное среднее индикаторное давление:

$$p_i = p'_i v, \quad (2.36)$$

где  $v$  – коэффициент полноты индикаторной диаграммы. Для ориентировочных расчетов при выполнении курсовой работы можно принимать  $v = 0,92 \dots 0,97$  [8]. Принимаем  $v = 0,95$ .

$$p_i = 1,26 \cdot 0,95 = 1,20 \text{ МПа.}$$

## 2.2 Определение размерных параметров двигателя, КПД и топливной экономичности

### 2.2.1 Определение основных размеров кривошипно-шатунного механизма двигателя

Определяем среднее давление механических потерь  $p_m$  (МПа) в двигателе:

$$p_m = A + B C_{\Pi}, \quad (2.37)$$

где  $A$  и  $B$  – эмпирические коэффициенты. Их значения для дизелей составляют соответственно 0,089 и 0,0118;

$C_{\Pi}$  – средняя скорость поршня, м/с.

Среднюю скорость поршня определяем из выражения:

$$C_{\Pi} = \frac{Sn}{3 \cdot 10^4}, \quad (2.38)$$

где  $S$  – ход поршня, мм. Значение хода поршня  $S$  выбираем по прототипу двигателя, ориентируясь на мощность и частоту вращения двигателя. В качестве прототипа принимаем двигатель Д-260.2S2 (приложение 3) [1],  
 $S = 125$  мм;

									Лист
									27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ; расчет выполняем для  $n = n_n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ .

$$C_{\text{П}} = \frac{125 \cdot 2000}{3 \cdot 10^4} = 8,3 \text{ м/с.}$$

Тогда среднее давление механических потерь составит:

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot 8,3 = 0,19 \text{ МПа.}$$

Находим среднее эффективное давление по формуле:

$$p_e = p_i - p_m. \quad (2.39)$$

$$p_e = 1,20 - 0,19 = 1,01 \text{ МПа.}$$

Определяем рабочий объем цилиндров (литраж) рассчитываемого двигателя в литрах:

$$V_n = V_h i = \frac{60 \tau N_{\text{ен}}}{p_e n_n}, \quad (2.40)$$

где  $i$  – число цилиндров; согласно заданию  $i = 6$ ;

$\tau$  – коэффициент тактности (для четырехтактных двигателей  $\tau = 2$ ).

$$V_n = \frac{60 \cdot 2 \cdot 90,1}{1,01 \cdot 2000} = 5,35 \text{ л.}$$

Рабочий объем одного цилиндра (л):

$$V_h = \frac{V_n}{i}. \quad (2.41)$$

$$V_h = \frac{5,35}{6} = 0,89 \text{ л.}$$

Находим отношение хода поршня к диаметру цилиндра  $S/D$  (у прототипа  $S/D = 1,136$ ) и определяем диаметр цилиндра (мм):

					<i>03.55.105.00.000 ПЗ</i>	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi(S/D)}}. \quad (2.42)$$

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,89}{3,14 \cdot 1,136}} = 99,9 \text{ мм}$$

Диаметр цилиндра дизеля в мм округляется на 0 или 5. Принимаем  $D = 100$  мм.

По принятому отношению  $S/D$  уточняем ход поршня  $S$  (округляется аналогично) и радиус кривошипа  $R$  (мм).  $S = 1,136 \cdot 100 = 113,6 \approx 115$  мм.

$$R = 0,5 S. \quad (2.43)$$

$$R = 0,5 \cdot 115 = 57,5 \text{ мм.}$$

Уточним  $V_h$  и  $V_a$ :

$$V_h = \frac{\pi D^2 \cdot S \cdot 10^{-6}}{4} = \frac{3,14 \cdot 100^2 \cdot 115 \cdot 10^{-6}}{4} = 0,90 \text{ л.}$$

$$V_a = 0,90 \cdot 6 = 5,4 \text{ л.}$$

### 2.2.2 Определение КПД и топливной экономичности двигателя

Для двигателей, работающих на жидком топливе, индикаторный КПД определяем по формуле:

$$\eta_i = 8,314 \frac{p_i M_1 T_0}{H_u p_0 \eta_v}. \quad (2.44)$$

Значения параметров, входящих в выражение для расчета  $\eta_i$ , берутся из теплового расчета.

$$\eta_i = 8,314 \frac{1,20 \cdot 0,9 \cdot 349}{42500 \cdot 0,16 \cdot 0,95} = 0,49.$$

									Лист
									29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ				

Так как механический КПД двигателя  $\eta_m = p_e / p_i = 1,01 / 1,20 = 0,84$ , то эффективный КПД двигателя [7]:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m . \quad (2.45)$$

$$\eta_e = 0,49 \cdot 0,84 = 0,41 .$$

Индикаторный  $g_{iH}$  и эффективный  $g_{eH}$  (г/(кВт·ч)) удельные расходы топлива при работе двигателя на режиме номинальной мощности определяются по формулам:

$$g_{iH} = 3600 \cdot 10^3 / \eta_i H_u ; \quad (2.46)$$

$$g_i = \frac{3600 \cdot 10^3}{0,49 \cdot 42500} = 172,9 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч} .$$

$$g_{eH} = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (2.47)$$

$$g_{eH} = \frac{172,9}{0,84} = 205,8 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч} .$$

Часовой расход топлива (кг/ч) при работе на номинальном режиме:

$$G_{TH} = g_{eH} N_{eH} / 10^3 . \quad (2.48)$$

$$G_{TH} = 205,8 \cdot 90,1 / 1000 = 18,6 \text{ кг/ч} .$$

### 2.2.3 Определение удельных показателей двигателя

Для оценки рассчитываемого двигателя, сравнения его с прототипом и другими двигателями определяются следующие показатели:

– удельная литровая мощность (кВт/л)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ					Лист
										30

$$N_{л} = N_{ен} / (V_h \cdot i); \quad (2.49)$$

$$N_{л} = 90,1 / (0,90 \cdot 6) = 16,7 \text{ кВт/л};$$

– удельная поршневая мощность (кВт /дм<sup>2</sup>)

$$N_{п} = N_{ен} / (F_{п} \cdot i), \quad (2.50)$$

где  $F_{п}$  – площадь поршня в дм<sup>2</sup>. Рассчитывается исходя из диаметра, выраженного в дм;  $F_{п} = \pi D^2 / 4 = 3,14 \cdot 1,0^2 / 4 = 0,79 \text{ дм}^2$ ;

$$N_{п} = 90,1 / (0,79 \cdot 6) = 19,0 \text{ кВт /дм}^2$$

– удельная масса по литражу (кг/л)

$$m_{л} = \frac{m_{д}}{V_{л}}; \quad (2.51)$$

где  $m_{д}$  – масса двигателя (кг). Выбирается по прототипу,  $m_{д} = 650 \text{ кг}$  (приложение 3) [1].

$$m_{л} = \frac{650}{5,4} = 120 \text{ кг/л};$$

– удельная масса по мощности (кг/кВт)

$$m_{N} = \frac{m_{д}}{N_{ен}}, \quad (2.52)$$

$$m_{N} = \frac{650}{90,1} = 7,21 \text{ кг/кВт.}$$

Параметры, полученные по результатам расчетов, соответствуют их значениям у современных двигателей (приложение 3) [1].

### 2.3 Динамический расчет двигателя

В рамках курсовой работы, исходя из значений момента инерции маховика двигателя, определим массу маховика  $m_m$  (кг), его диаметр и по прототипу выберем порядок работы цилиндров.

Масса маховика [8]:

$$m_m = \frac{4J_M}{D_{cp}^2}, \quad (2.53)$$

где  $J_M$  – момент инерции маховика двигателя,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ . Для дизельных двигателей  $J_M$  изменяется преимущественно в пределах  $0,8\dots 0,9 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  [1]. Принимаем  $J_M = 0,85 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;

$D_{cp}$  – средний момент маховика, м.

Значение среднего диаметра маховика  $D_{cp}$  (м) в приближенных расчетах можно определить по формуле

$$D_{cp} = k S, \quad (2.54)$$

где  $S$  – ход поршня, м.

Значение коэффициента  $k$  составляет  $2\dots 3$ . Для расчетов в курсовой работе рекомендуется принимать ближе к верхней границе, т. е.  $k \approx 3$  [1]. Тогда:

$$D_{cp} = 3 \cdot 0,115 = 0,345 \text{ м.}$$

$$m_m = \frac{4 \cdot 0,85}{(0,345)^2} = 28,6 \text{ кг.}$$

Внешний диаметр маховика  $D_m$  должен быть больше  $D_{cp}$  и выбирается из конструктивных соображений (размещение муфты сцепления, стартерного венца, наличия места). У тракторных двигателей наружные диаметры маховиков варьируются в пределах  $0,35\dots 0,5 \text{ м}$  [10]. Принимаем  $D_m = 0,45 \text{ м}$ .

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ					Лист
										32

Проверяем маховик по условию прочности, исходя из допустимой окружной скорости  $V_m$  (м/с).

$$V_m = \frac{\pi D_m n}{60}, \quad (2.55)$$

где  $n$  – максимальные обороты двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ . Для расчета максимальных оборотов двигателя умножаем номинальные обороты  $n_n$  на 1,05 для дизелей;  $n = 1,05 \cdot 2000 = 2100 \text{ мин}^{-1}$ .

$$V_m = \frac{3,14 \cdot 0,45 \cdot 2100}{60} = 49,5 \text{ м/с.}$$

Данное значение не превышает максимально допустимую окружную скорость для чугунных маховиков 70 м/с [1].

По прототипу выбираем порядок работы цилиндров рассчитываемого двигателя 1–5–3–6–2–4 (приложение 3) [1].

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



### 3 Расчет и построение скоростной (регуляторной) характеристики тракторного дизеля

Скоростная характеристика дизеля на регуляторе  $(M, N_e, G_T, g_e) = f(n)$  строится в такой последовательности:

1. Выбираем масштабы для построения графиков. Масштаб по оси абсцисс графика (масштаб частоты вращения) выбираем, ориентируясь на значения номинальной частоты вращения  $n_n$ , максимальной частоты вращения на холостом ходу  $n_{x \max}$  ( $\text{мин}^{-1}$ ) и частоты вращения двигателя, соответствующей максимальному крутящему моменту  $n_{M \max}$  ( $\text{мин}^{-1}$ ). Значение номинальной частоты вращения  $n_n$  задано в задании, а максимальную частоту вращения холостого хода  $n_{x \max}$  определим по формуле:

$$n_{x \max} = (2 + \delta_p) n_n / (2 - \delta_p) \cong (1 + \delta_p) n_n, \quad (3.1)$$

где  $\delta_p$  – степень неравномерности регулятора (у современных дизелей  $\delta_p = 0,03 \dots 0,07$ ) [1]. Принимаем  $\delta_p = 0,05$ .

$$n_{x \max} = (1 + \delta_p) n_n = (1 + 0,05) \cdot 2000 = 2100 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения при максимальном крутящем моменте:

$$n_{M \max} = n_n / K_{об}, \quad (3.2)$$

где  $K_{об}$  – коэффициент приспособляемости двигателя по оборотам. Для расчетов в курсовой работе принимаем  $K_{об} = 1,3 \dots 1,7$  [1]. Принимаем  $K_{об} = 1,67$ .

$$n_{M \max} = 2000 / 1,67 = 1200 \text{ мин}^{-1}.$$

Ориентируясь на рекомендуемое расположение кривых (рисунок 2.3) [1], а также на номинальные значения  $M_n$ ,  $N_{en}$ ,  $G_{Tn}$  и  $g_{en}$ , выбираются остальные масштабы. При этом значение крутящего момента на номинальном режиме (Н·м) определяется по формуле:

									Лист
									35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ				

$$M_H = 9550 N_{eH} / n_H . \quad (3.3)$$

$$M_H = 9550 \cdot 90,1 / 2000 = 430,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Значения  $N_{eH}$ ,  $G_{TH}$  и  $g_{eH}$  определены выше.

2. Перед построением графика подготавливается таблица для расчетов, в которую заносим уже известные численные значения величин (см. таблицу 3.1).

Таблица 3.1 – Параметры скоростной характеристики двигателя

$n$ , мин <sup>-1</sup>	$M$ , Н·м	$N_e$ , кВт	$G_T$ , кг/ч	$g_e$ , г/(кВт·ч)
2100	0	0	4,6	=>∞
2067	143,5	31,0	9,3	298,7
2033	286,9	61,1	13,9	227,7
2000	430,4	90,1	18,6	205,8
1800	466,3	87,9	17,4	198,2
1600	488,6	81,9	16,3	198,9
1400	490,4	72,9	15,2	207,8
1200	492,7	61,9	14,0	226,4

Скоростная характеристика дизеля на регуляторе изображена на рисунке 3.1.

Числа оборотов в соответствующей графе равномерно задаем в диапазоне частот от  $n_H$  до  $n_{Mmax}$ . Для этих значений частот по эмпирической зависимости рассчитываем соответствующие значения крутящих моментов  $M$  (Н·м) и заносим в таблицу 3.1:

$$M = M_H \left[ 0,42 + 2,15 \left( \frac{n}{n_H} \right) - 1,57 \left( \frac{n}{n_H} \right)^2 \right] . \quad (3.4)$$

Например, при частоте вращения  $n = 1200$  мин<sup>-1</sup>:

$$M = 430,4 \cdot \left[ 0,42 + 2,15 \cdot \left( \frac{1200}{2000} \right) - 1,57 \cdot \left( \frac{1200}{2000} \right)^2 \right] = 492,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

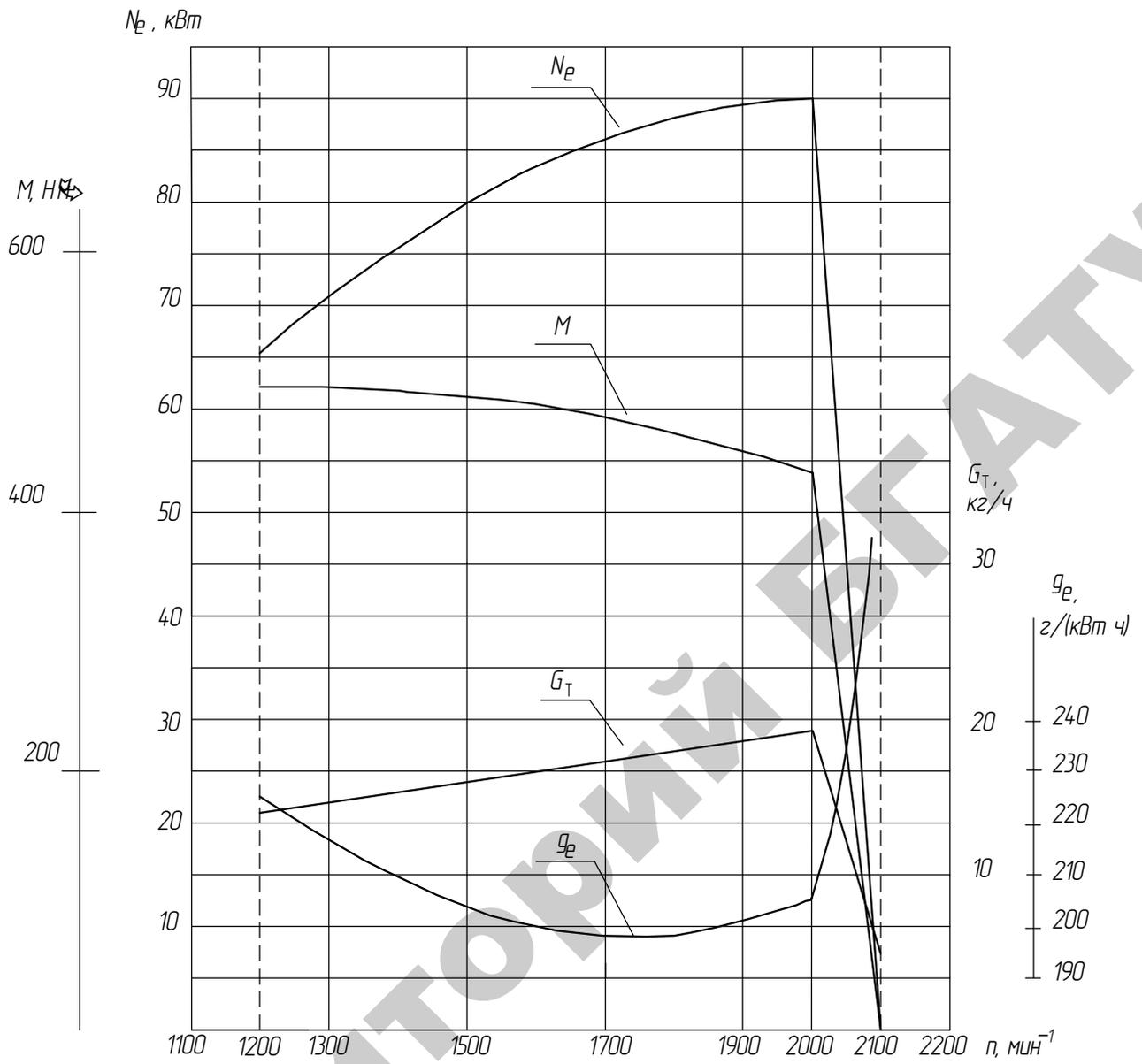


Рисунок 3.1 – Теоретическая внешняя скоростная характеристика тракторного дизеля (скоростная характеристика на регуляторе)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

03.55.105.00.000 ПЗ

Лист

37

По результатам расчета определяется значение коэффициента приспособляемости дизеля по моменту:

$$K_M = M_{\max} / M_H . \quad (3.5)$$

$$K_M = 492,7/430,4 = 1,14.$$

Значение  $K_M$  должно быть не менее 1,12 [1]. Данное условие соблюдается ( $K_M = 1,14 > 1,12$ ). Следовательно, расчеты произведены верно.

По значениям  $M$  и соответствующим значениям  $n$  рассчитывается эффективная мощность  $N_e$  (кВт) по формуле:

$$N_e = M n / 9550. \quad (3.6)$$

$$N_e = 492,7 \cdot 1200 / 9550 = 61,9 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Результаты заносим в таблицу 3.1. По данным таблицы строим корректорные ветви ( $n < n_H$ ) кривых  $M = f(n)$  и  $N_e = f(n)$ , а регуляторные ветви этих графиков изображаются в виде прямых линий, соединяющих точки  $M = 0$  при  $n_{x \max}$  с  $M_H$  и  $N_e = 0$  при  $n_{x \max}$  с  $N_{eH}$  соответственно.

3. Для построения зависимости часового расхода топлива от частоты вращения определяются его значения на характерных режимах.

При работе на максимальном скоростном режиме ( $n_{x \max}$ ):

$$G_{Tx} = (0,22 \dots 0,27) G_{TH} . \quad (3.7)$$

$$G_{Tx} = 0,25 \cdot 18,6 = 4,6 \text{ кг/ч}.$$

При максимальном крутящем моменте двигателя  $M_{\max}$ :

$$G_{T\max} = 1,1 G_{TH} K_M / K_{об} . \quad (3.8)$$

$$G_{T\max} = 1,1 \cdot 18,6 \cdot 1,14 / 1,67 = 14,0 \text{ кг/ч}.$$

Полученные значения заносим в таблицу 3.1.

					03.55.105.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

Рассчитанные значения часового расхода топлива откладываются на характеристике и последовательно соединяются прямыми линиями.

4. Значения удельного расхода топлива  $g_e$  (г/(кВт·ч)) при известных  $G_T$  и  $N_e$  определим по формуле:

$$g_e = G_T \cdot 10^3 / N_e. \quad (3.9)$$

$$g_e = 14,0 \cdot 10^3 / 61,9 = 226,4 \text{ г/(кВт·ч)}.$$

По полученным результатам на графике строим корректорную ветвь зависимости  $g_e = f(n)$ . Исходные данные по  $G_T$  и  $N_e$  берем непосредственно из графиков.

*Построение регуляторной характеристики в функции  
от крутящего момента*

В принятом масштабе строим графики зависимостей  $(n, N_e, G_T, g_e) = f(M)$ . Данные для построения соответствующих графиков берем из таблицы 3.1. Характерными точками характеристики являются:  $M = 0$  (холостой ход),  $M_H$  и  $M_{\max}$ . Регуляторную ветвь ( $M < M_H$ ) зависимости  $g_e = f(M)$  строим для участка от  $M = 0,4M_H$  до  $M = M_H$ .

Регуляторная характеристика в функции от крутящего момента изображена на рисунке 3.2.

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

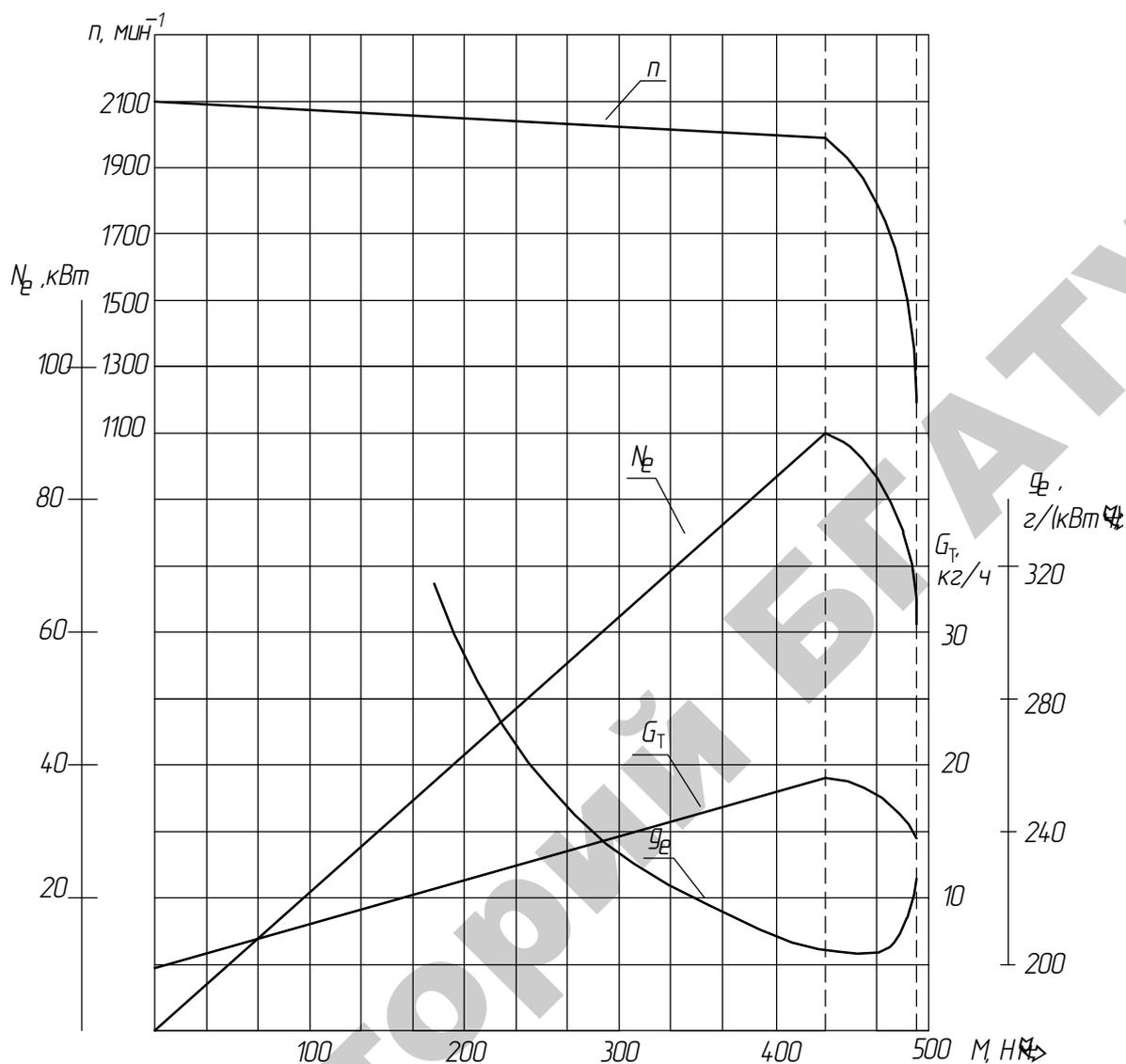


Рисунок 3.2 – Регуляторная характеристика тракторного дизеля в функции от крутящего момента

## 4 Расчет, построение и анализ теоретической тяговой характеристики трактора

Тяговые характеристики тракторов строят в функции от силы тяги на крюке  $P_{кр}$  применительно к установившейся работе на горизонтальном участке. Тяговая характеристика, построенная по расчетным данным, называется теоретической. На ней в зависимости от  $P_{кр}$  строятся графики изменения буксования  $\delta$  ведущих колес (гусениц), действительных скоростей движения  $V$ , мощности на крюке  $N_{кр}$ , удельного крюкового расхода топлива  $g_{кр}$  и тягового КПД  $\eta_{тяг}$  [1]:

$$\delta = f(P_{кр}), V = f(P_{кр}), N_{кр} = f(P_{кр}), g_{кр} = f(P_{кр}), \eta_{тяг} = f(P_{кр}).$$

При выполнении курсовой работы тяговая характеристика строится применительно к основным рабочим передачам трактора на почвенном фоне, указанном в задании.

Тяговую характеристику строим графоаналитическим методом [1].

### 4.1 Построение вспомогательной части тяговой характеристики

В нижнем квадранте при построении теоретической тяговой характеристики (см. приложение В) изображается регуляторная характеристика дизеля (п. 3) в функции от касательной силы тяги.

Значение касательной силы тяги  $P_k$  (Н) трактора связано со значением крутящего момента двигателя  $M$  выражением:

$$P_k = \frac{Mi_{тр}\eta_{тр}}{r_k} = AM, \quad (4.1)$$

где  $A = i_{тр}\eta_{тр}/r_k$  – переводной коэффициент масштаба моментов двигателя  $M$  (Н·м) в масштаб сил  $P_k$  (Н). Для каждой передачи он имеет свое значение, зави-

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

сящее от величины передаточного числа  $i_{тр}$  и КПД трансмиссии  $\eta_{тр}$  на данной передаче.

Для первой передачи  $A_1 = 72,820 \cdot 0,792 / 0,800 = 72,092$ .

Определим  $P_k$  на первой передаче для  $M = M_n$ :

$$P_k = 72,092 \cdot 430,4 = 31030 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определим  $P_k$  на первой передаче для  $M = M_{max}$ :

$$P_k = 72,092 \cdot 492,7 = 35523 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Аналогично выполняем расчеты для остальных передач, результаты заносим в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты расчета касательной силы тяги

№ передачи	$i_{тр}$	$\eta_{тр}$	$A$	$P_k, \text{ Н}$	
				при $M = M_n$	при $M = M_{max}$
1	72,820	0,792	72,092	31030	35523
2	64,409	0,800	64,409	27723	31737
3	58,341	0,800	58,341	25111	28747
4	52,343	0,800	52,343	22530	25792
5	46,790	0,800	46,790	20139	23055

Установив соотношение между  $M$  и  $P_k$ , строим регуляторную характеристику двигателя в нижнем квадранте. Шкалу касательных сил тяги  $P_k$  формируем по оси абсцисс, ориентируясь на значения  $P_k$  на первой передаче (наиболее высокие значения). Более рационально показать ее в кН. Начало координат в точке  $O'$ . По оси ординат строим шкалы для частоты вращения двигателя  $n$ , часового расхода топлива  $G_T$ , эффективной мощности двигателя  $N_e$ . Пределы изменения указанных параметров соответствуют рассчитанной ранее регуляторной характеристике (п. 3). Масштабы и расположение графиков должны обеспечивать наглядность, возможность графического определения параметров. Значение параметров по оси ординат не зависит от передачи,

а по оси абсцисс одним и тем же значениям крутящих моментов двигателя  $M_H = 430,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$  и  $M_{\max} = 492,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$  на разных передачах соответствуют разные значения  $P_k$ . Поэтому каждый параметр изображается пучком кривых, число которых равняется числу основных передач.

Центр пучка кривых  $N_e$  находится в начале координат  $O'$ , вершины кривых лежат на горизонтали, ордината которой представляет в принятом масштабе номинальную мощность двигателя  $N_{ен} = 90,1 \text{ кВт}$ . Центр пучка кривых  $n$  расположен на оси ординат в точке, соответствующей частоте вращения холостого хода двигателя  $n_{x\max} = 2100 \text{ мин}^{-1}$ , а переходные точки, соединяющие отдельные участки кривых, лежат на горизонтали, проходящей через точку оси ординат, изображающую номинальную частоту вращения  $n_H = 2000 \text{ мин}^{-1}$  двигателя. Кривые  $G_T$  берут начало на оси ординат в точке, соответствующей часовому расходу топлива  $G_{Tx} = 4,6 \text{ кг/ч}$  на холостом ходу двигателя, а ордината горизонтальной прямой, проходящей через их вершины, представляет в прямом масштабе максимальный часовой расход топлива  $G_{Th} = 18,6 \text{ кг/ч}$ .

Отрезки кривых, соответствующие регуляторному участку характеристики двигателя (от  $P_k = 0$  до  $P_k$ , соответствующего  $M_H$  на данной передаче) имеют линейный характер. Все кривые должны заканчиваться при  $P_k$ , соответствующим  $M_{\max}$  на данной передаче.

## 4.2 Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора

Графики изменения параметров тяговой характеристики располагаем в верхнем квадранте. Начало координат располагаем в точке  $O$ , которая расположена справа от точки  $O'$  на расстоянии, изображающем в принятом для оси абсцисс масштабе силу сопротивления качению трактора  $P_f$  (Н):

$$P_f = fgm_{\max}, \quad (4.2)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению.

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

Для заданного почвенного фона (поле, подготовленное под посев) принимаем  $f = 0,15$  (приложение К) [1].

$$P_f = 0,15 \cdot 9,81 \cdot 5950 = 8755 \text{ Н.}$$

Для установившегося движения трактора на горизонтальном участке разность  $P_k$  и  $P_f$  представляет собой силу тяги на крюке  $P_{кр}$ :

$$P_{кр} = P_k - P_f. \quad (4.3)$$

$$P_{кр} = 35523 - 8755 = 26768 \text{ Н.}$$

#### 4.2.1 Расчет и построение кривой буксования трактора

Возможны два способа определения буксования [1]:

- с помощью вспомогательных графиков для типовых почвенных фонов (рисунок 2.8) [1];
- аналитическим путем по методике профессора Б. Я. Гинцбурга для почвенных фонов, отличных от приведенных на рисунке 2.8 [1]: целина, свежевспаханное поле, слежавшаяся пахота, дорога.

Используем первый способ. На графиках (рисунок 2.8) [1] нанесены опытные кривые буксования на разных почвенных фонах, построенные в функции от отношения  $P_{кр}/G_{сц}$ , где  $G_{сц}$  – сцепной вес трактора (Н). Для заданного почвенного фона (поле, подготовленное под посев) используем кривую 1, представленную на рисунке 2.8а [1].

Задаем в соответствии со шкалой силы тяги на крюке девять значений  $P_{кр}$ , рассчитываем по формуле (4.4) сцепной вес  $G_{сц}$ , вычисляем ряд значений  $P_{кр}/G_{сц}$  и по графикам рисунка 2.8 [1] для заданного почвенного фона определяем буксование.

									Лист
									44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ				

Допускаем, что у колесных тракторов со всеми ведущими колесами сцепной вес равен максимальному весу трактора и не зависит от  $P_{кр}^*$ :

$$G_{сц} = G_{max} = gm_{max} . \quad (4.4)$$

$$G_{сц} = 9,81 \cdot 5950 = 58370 \text{ Н.}$$

Данные о величине  $G_{сц}$ ,  $P_{кр}/G_{сц}$  и  $\delta$  при разных значениях  $P_{кр}$  заносим в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Буксование трактора

$P_{кр}$ , Н	$G_{сц}$ , Н	$P_{кр}/G_{сц}$	$\delta$
26767	58370	0,46	0,36
20000	58370	0,34	0,22
15000	58370	0,26	0,16
12000	58370	0,21	0,12
10000	58370	0,17	0,10
5000	58370	0,09	0,05
2000	58370	0,03	0,03
1000	58370	0,02	0,02
0	58370	0	0

По расчетным данным таблицы 4.2 строим кривую буксования  $\delta = f(P_{кр})$ .

#### 4.2.2 Расчет и построение основных графиков тяговой характеристики

При тяговом расчете (п. 1.4) определены теоретические скорости движения трактора при номинальных оборотах двигателя  $n_n$ . Действительные скорости движения  $V$  (м/с) ниже теоретических из-за буксования трактора и рассчитываются по формуле:

$$V = \frac{\pi n}{30 \cdot i_{тр}} r_k (1 - \delta) . \quad (4.5)$$

\* Для тракторов с колесной формулой 4x2 проводится расчет  $G_{сц}$  в зависимости от  $P_{кр}$  [1].

					03.55.105.00.000 ПЗ	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Тяговую мощность на крюке  $N_{кр}$  и удельный крюковой расход топлива  $g_{кр}$  (Г/(кВт·ч) находим из выражений:

$$N_{кр} = 10^{-3} P_{кр} V; \quad (4.6)$$

$$g_{кр} = \frac{10^3 G_T}{N_{кр}}. \quad (4.7)$$

Единицы измерения параметров в формулах (4.5)...(4.7):  $n$  – мин<sup>-1</sup>;  $r_k$  – м;  $P_{кр}$  – Н;  $V$  – м/с;  $G_T$  – кг/ч.

В качестве примера ниже показан расчет для первой передачи при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя. Аналогично выполняем расчеты для других передач по восьми точкам.

$$V = \frac{3,14 \cdot 2000}{30 \cdot 72,820} \cdot 0,8 \cdot (1 - 0,23) = 1,77 \text{ м/с};$$

$$N_{кр} = 10^{-3} \cdot 22275 \cdot 1,77 = 39,4 \text{ кВт};$$

$$g_{кр} = \frac{10^3 \cdot 18,6}{39,4} = 470 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Значение  $P_{кр}$  найдено из выражения (4.3):

$$P_{кр} = 31030 - 8755 = 22275 \text{ Н}.$$

Ему соответствует значение буксования 0,23 (23 %).

Тяговый КПД трактора  $\eta_{тяг}$  (%) рассчитываем по формуле:

$$\eta_{тяг} = \frac{N_{кр}}{N_e} 100 \%. \quad (4.8)$$

Ограничиваемся расчетом  $\eta_{тяг}$  на первой передаче.

Необходимые для построения значения  $N_{кр}$  на первой передаче рассчитаны ранее (формула (4.6)), а соответствующие им значения эффективной

					<i>03.55.105.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

мощности  $N_e$  находим по кривой регуляторной характеристики для первой передачи в нижнем квадранте, в нашем случае  $N_e = N_{ен} = 90,1$  кВт.

$$\eta_{тяг} = \frac{39,4}{90,1} \cdot 100 \% = 43,7 \%$$

Для контроля над правильностью построения тяговой характеристики проверяем полученные значения тягового КПД  $\eta_{тяг}$  (%) по формуле:

$$\eta_{тяг} = \eta_{тр1} \frac{P_{кр}}{P_{кр} + P_f} (1 - \delta) \cdot 100 \% \quad (4.9)$$

$$\eta_{тяг} = 0,792 \frac{22275}{22275 + 8755} (1 - 0,23) \cdot 100 \% = 43,8 \%$$

Результаты расчетов теоретической тяговой характеристики трактора сводим в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 – Результаты расчета теоретической тяговой характеристики

Передача	Тяговое усилие на крюке $P_{кр}$ , Н	Буксование $\delta$ , %	Частота вращения коленвала $n$ , мин <sup>-1</sup>	Действительная скорость движения $V$ , м/с	Мощность $N_{кр}$ , кВт	Расход топлива		Мощность $N_e$ , кВт	Тяговый КПД $\eta_{тяг}$ , %	
						$G_T$ , кг/ч	$g_{кр}$ , г/(кВт·ч)		по формуле (4.8)	по формуле (4.9)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	0	0	2080	2,39	0	8,7	$\Rightarrow \infty$	24	0	0
	7000	0,07	2050	2,19	15,3	11,5	749	44	34,9	32,7
	14000	0,15	2030	1,98	27,8	14,8	533	65	42,7	41,4
	20000	0,22	2010	1,80	36,1	17,5	485	83	43,4	43,0
	22275	0,23	2000	1,77	39,4	18,6	470	90,1	43,7	43,8
	24000	0,28	1850	1,53	36,8	17,8	484	89	41,3	41,8
	26000	0,32	1540	1,20	31,3	17	543	75	41,7	40,3
	26767	0,36	1200	0,88	23,6	14,0	593	61,9	38,2	38,2

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2	0	0	2072	2,69	0	8,8	=>∞	27	-	-
	6000	0,06	2043	2,50	15,0	11,8	788	48	-	-
	12000	0,12	2023	2,31	27,8	15,5	558	74	-	-
	18000	0,19	2015	2,12	38,2	17,6	461	87	-	-
	18967	0,20	2000	2,08	39,5	18,6	470	90,1	-	-
	20000	0,22	1900	1,93	38,5	18,4	478	89	-	-
	21000	0,23	1770	1,77	37,2	17,7	476	83	-	-
	22982	0,26	1200	1,15	26,5	14,0	528	61,9	-	-
3	0	0	2065	2,96	0	9,1	=>∞	32	-	-
	5000	0,05	2035	2,77	13,9	12	865	49	-	-
	10000	0,10	2020	2,61	26,1	14,9	571	65	-	-
	14000	0,15	2010	2,45	34,3	16,8	489	81	-	-
	16356	0,16	2000	2,41	39,4	18,6	470	90,1	-	-
	18000	0,19	1790	2,08	37,5	17,8	475	84	-	-
	19000	0,21	1600	1,81	34,5	16,4	476	78	-	-
	19992	0,23	1200	1,33	26,5	14,0	529	61,9	-	-
4	0	0	2058	3,29	0	9,7	=>∞	35	-	-
	4000	0,03	2027	3,15	12,6	12,2	970	50	-	-
	8000	0,08	2015	2,97	23,7	14,8	624	66	-	-
	12000	0,12	2007	2,83	33,9	17	501	83	-	-
	13774	0,14	2000	2,75	37,9	18,6	489	90,1	-	-
	15000	0,15	1840	2,50	37,5	17,7	472	86	-	-
	16000	0,16	1680	2,26	36,1	16,7	462	82	-	-
	17036	0,18	1200	1,57	26,8	14,0	523	61,9	-	-
5	0	0	2050	3,67	0	10,5	=>∞	39	-	-
	3000	0,03	2020	3,51	10,5	12,2	1160	52	-	-
	6000	0,06	2012	3,38	20,3	14,8	729	66	-	-
	9000	0,09	2005	3,27	29,4	17,2	585	80	-	-
	11384	0,11	2000	3,19	36,3	18,6	512	90,1	-	-
	12000	0,12	1900	2,99	35,9	18,3	510	88	-	-
	13000	0,13	1780	2,77	36,0	17,9	497	83	-	-
	14300	0,15	1200	1,83	26,1	14,0	537	61,9	-	-

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

03.55.105.00.000 ПЗ

Лист

48

Графики теоретической тяговой характеристики изображены на листе формата А2 и приведены в приложении Б к курсовой работе.

### 4.3 Анализ теоретической тяговой характеристики трактора

1. Значение буксования трактора  $\delta$  растет по мере увеличения силы тяги на крюке  $P_{кр}$ . До  $P_{кр} = 20$  кН зависимость близка к линейной. При номинальном тяговом усилии  $P_{крн}$ , составляющим 20 кН для рассчитываемого трактора, буксование составляет 22 %. Для стандартного почвенного фона (стерня средней плотности и влажности) допустимое буксование трактора составляет 14 %. Расчетное буксование трактора превышает допустимое, т. к. расчеты выполнялись не для стандартного почвенного фона, а для поля, подготовленного под посев. С ростом  $P_{кр}$  свыше 20 кН интенсивность роста буксования возрастает, что связано с ухудшением тягово-сцепных свойств трактора, ростом деформаций почвы.

Наибольшее рассчитанное значение буксования составляет 36 % при  $P_{кр} = 26,8$  кН. Для работы с допустимым буксованием на заданном почвенном фоне необходимо снижать тяговое усилие.

2. С увеличением силы тяги на крюке  $P_{кр}$  снижаются действительные скорости движения трактора  $V$  на всех передачах. Интенсивность снижения скоростей определяется характером снижения оборотов двигателя по мере увеличения его загрузки (по регуляторной характеристике), а также буксованием. При достижении номинального значения крутящего момента двигателя интенсивность снижения скорости резко возрастает, что связано с перегрузкой двигателя. Кроме того, в области высоких значений  $P_{кр}$  значительное влияние оказывает возрастание буксования движителей.

3. По мере возрастания тягового усилия трактора крюковая мощность пропорционально увеличивается от 0 до  $N_{крmax} = 39,4$  кВт на первой передаче и  $N_{крmax} = 36,3$  кВт на высшей (пятой) передаче. Наибольшее значение  $N_{крmax} = 39,5$  кВт тяговая мощность имеет на второй передаче. Точка перегиба кривых

									Лист
									49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ				

$N_{кр}$  соответствует режиму номинальной мощности двигателя. Далее двигатель работает на перегрузочных режимах. Частота вращения коленчатого вала двигателя снижается, скорость движения трактора резко уменьшается. При этом, несмотря на увеличения усилия на крюке, скорость движения уменьшается более интенсивно, произведение  $P_{кр} \cdot V$  уменьшается, т. е. уменьшается мощность на крюке.

4. Часовой расход топлива  $G_T$  определяется степенью загрузки двигателя и на всех передачах увеличивается от 4,6 кг/ч на холостом ходу до 18,6 кг/ч на номинальном режиме. При максимальном крутящем моменте двигателя  $G_T = 14,0$  кг/ч.

5. Удельный крюковой расход топлива при максимальной тяговой мощности на разных передачах изменяется в пределах 470...512 г/(кВт·ч). Минимальный удельный крюковой расход топлива  $g_{кр}$  получен на второй передаче и составляет 461 г/(кВт·ч). Это соответствует аналогичному показателю, достигнутому на современных сельскохозяйственных тракторах. С увеличением усилия на крюке удельный расход топлива увеличивается из-за уменьшения тяговой мощности и перегрузочных режимов работы двигателя. Максимальное значение 593 г/(кВт·ч) получено на первой передаче.

6. Тяговый КПД  $\eta_{тяг}$  по мере загрузки трактора увеличивается, достигает максимального значения, равного 43,7 % при  $P_{кр} = 22,3$  кН. При таком тяговом КПД трактора сумма затрат на буксование и качение минимальная.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.55.105.00.000 ПЗ					Лист
										50

## 5 Итоговые результаты расчета параметров трактора

Результаты расчетов трактора сводим в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Сводные технические данные трактора сельскохозяйственного назначения

Показатели			
Наименование	Обозначения	Ед. изм.	Значение
1	2	3	4
Общие			
Тип трактора	колесный		
Тяговый класс трактора	-	-	2
Номинальное тяговое усилие	$P_{крн}$	кН	20
Масса эксплуатационная максимальная	$m_{max}$	кг	5950
Распределение эксплуатационной массы по осям:			
- передняя	$2m_{п}$	кг	2082
- задняя	$2m_{к}$	кг	3868
Двигатель			
Номинальная мощность	$N_{ен}$	кВт	90,1
Номинальная частота вращения	$n_{н}$	мин <sup>-1</sup>	2000
Коэффициент запаса крутящего момента	$K_{М}$	-	1,14
Коэффициент приспособляемости по частоте вращения	$K_{об}$	-	1,67
Литраж двигателя	$V_{л}$	л	5,4
Номинальный удельный эффективный расход топлива	$g_{ен}$	г/кВт·ч	205,8
Часовой расход топлива при работе на номинальном режиме	$G_{Тн}$	кг/ч	18,6
Трансмиссия и ходовая часть			
Количество передач трансмиссии на основных передачах	$z$		5
Расчетная теоретическая скорость движения трактора на основных передачах при $n_{н}$ :			
- минимальная	$V_{н1}$	м/с	2,30
- наибольшая	$V_{нz}$	м/с	3,58
Колесная формула	-	-	4x4
Ведущее колесо			
- обозначение шины	-	-	18.4R38
- радиус (расчетный)	$r_{к}$	м	0,800
- давление воздуха	-	МПа	0,06



## Заключение

Выполнена курсовая работа по расчету тягово-сцепных свойств и топливной экономичности трактора тягового класса 2 с дизельным двигателем с турбонаддувом, пятиступенчатой коробкой передач и номинальной скоростью движения на первой передаче 2,3 м/с.

Расчет тягово-сцепных свойств и топливной экономичности трактора базируется на теоретической внешней скоростной характеристике двигателя, параметры которой определены в работе. Также был выполнен тепловой и динамический расчет двигателя.

Максимальная мощность двигателя составляет 90,1 кВт, максимальный крутящий момент 492,7 Н·м, минимальный удельный эффективный расход топлива 198,2 г/(кВт·ч). Часовой расход топлива  $G_T$  определяется степенью загрузки двигателя и на всех передачах увеличивается от 4,6 кг/ч на холостом ходу до 18,6 кг/ч на номинальном режиме. При максимальном крутящем моменте двигателя  $G_T = 14,0$  кг/ч.

При номинальном тяговом усилии  $P_{крн}$ , которое равняется 20 кН для рассчитываемого трактора, буксование составляет 22 %. Максимальное значение тягового КПД  $\eta_{тяг}$  составляет 43,7 %. Эти показатели соответствуют выбранному прототипу.

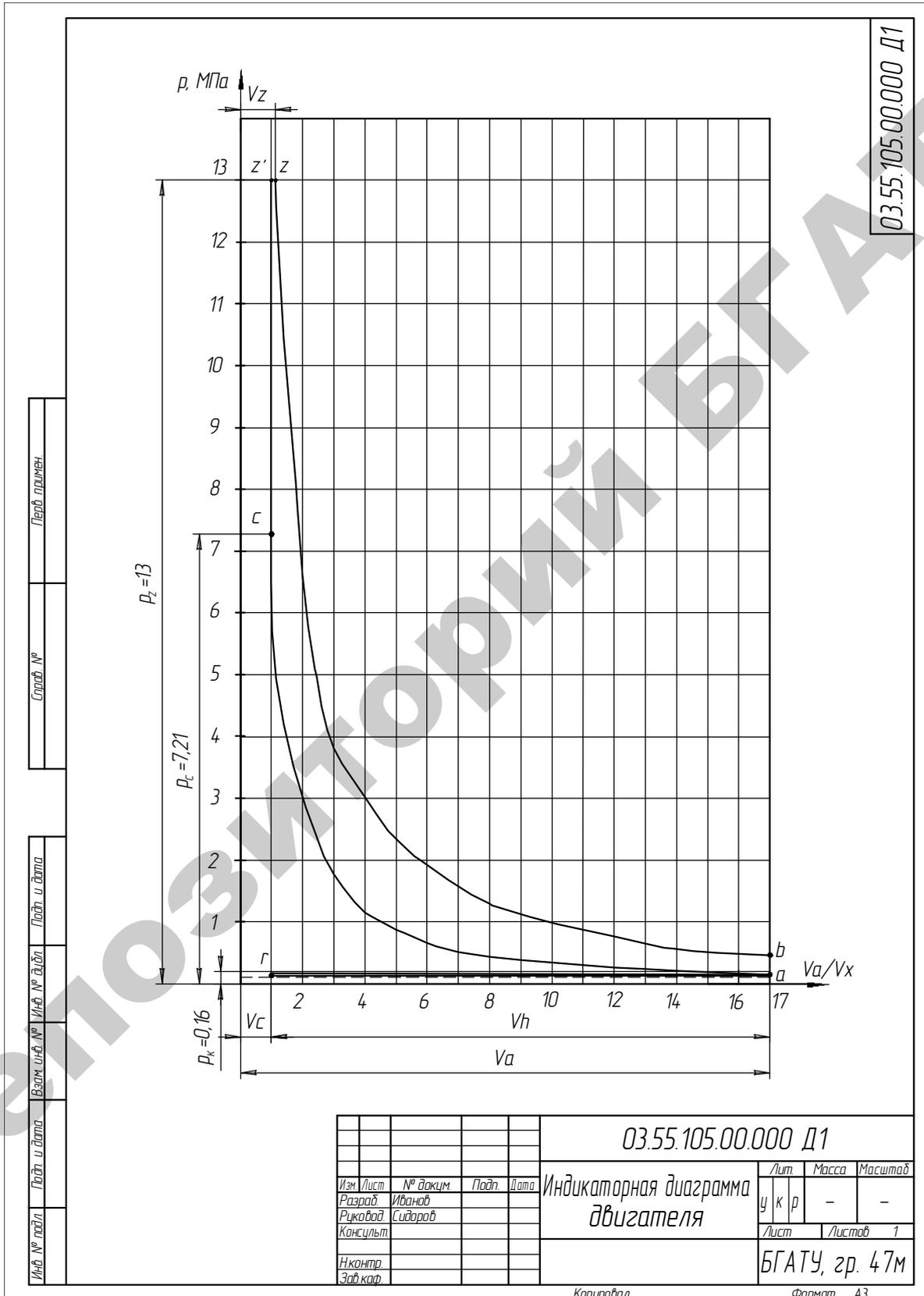
Результаты расчетов приведены в итоговой таблице.

					<i>03.55.105.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53



ПРИЛОЖЕНИЕ А\*

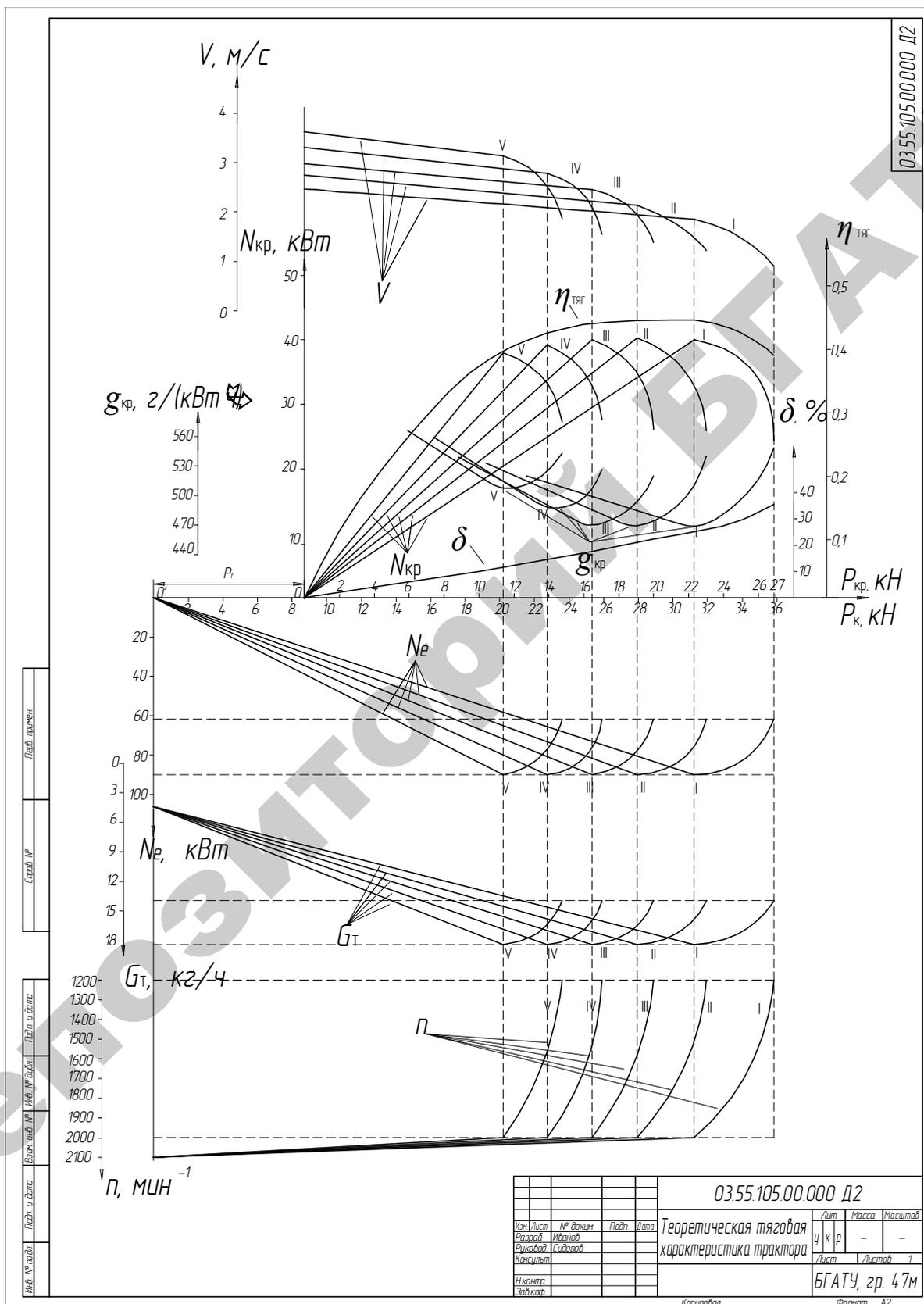
Индикаторная диаграмма двигателя



\*Изображается на формате А3. Предпочтительнее миллиметровая бумага.

### ПРИЛОЖЕНИЕ Б\*

Теоретическая тяговая характеристика колесного трактора тягового класса 2



\*Изображается на формате А3 или А2. Предпочтительнее миллиметровая бумага.

*Учебное издание*

**Гедроить** Геннадий Иванович,  
**Захаров** Александр Викторович,  
**Безручко** Александр Фомич и др.

**ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ.  
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

*Учебно-методическое пособие*

Ответственный за выпуск *Г. И. Гедроить*  
Редактор *Г. В. Анисимова*  
Корректор *Г. В. Анисимова*  
Компьютерная верстка *Е. А. Хмельницкой*  
Дизайн и оформление обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 24.08.2017. Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>8</sub>.  
Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 21,39. Уч.-изд. л. 8,36. Тираж 98 экз. Заказ 579.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий  
№ 1/359 от 09.06.2014.  
№ 2/151 от 11.06.2014.  
Пр-т Независимости, 99-2, 220023, Минск.