

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Методические рекомендации для
самостоятельной работы обучающихся по дисциплине**

Б1.В.07 Тракторы и автомобили

Направление подготовки 35.03.06 «Агроинженерия»

Профиль образовательной программы «Технический сервис в АПК»

Форма обучения очная

СОДЕРЖАНИЕ

1. Организация самостоятельной работы	3
1.1 Организационно-методические данные дисциплины	3
2 Методические рекомендации по выполнению Индивидуальных домашних заданий	4
2.1 Темы индивидуальных домашних заданий	4
2.2 Содержание индивидуальных домашних заданий	4
2.3 Порядок выполнения заданий	5
2.4 Пример выполнения задания	8
3 Методические рекомендации по самостояльному изучению вопросов	116

1. ОРГАНИЗАЦИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

1.1.Организационно-методические данные дисциплины

№ п.п.	Наименование темы	Общий объем часов по видам самостоятельной работы				
		подготовка курсового проекта (работы)	подготовка реферата /эссе	индивидуальные домашние задания (ИДЗ)	самостоятельное изучение вопросов (СИВ)	подготовка к занятиям (ПкЗ)
1	2	3	4	5	6	7
1	Тема 1 Теоретические циклы ДВС		x	3	4	
2	Тема 2 Действительные рабочие циклы ДВС		x	3	4	
3	Тема 3 Процессы газообмена и сжатия		x	4	4	
4	Тема 4 Процессы сгорания и расширения		x	4	4	
5	Тема 5 Индикаторные и эффективные показатели		x	4	4	
6	Тема 6 Тепловой баланс и токсичность двигателя		x		4	
7	Тема 7 Характеристики двигателя		x		4	
8	Тема 8 Кинематика и динамика двигателя		x	2	4	
9	Тема 9 Перспектива развития тепловых двигателей		x		4	
10	Тема 10 Динамика колеса		x		4	
11	Тема 11 Общая динамика колесной машины		x	18	4	
12	Тема 12 Общая динамика гусеничного трактора		x	16	4	
13	Тема 13 Тяговая динамика трактора		x	2	5	
14	Тема 14 Тяговая динамика автомобиля		x	2	6	
15	Тема 15 Разгон автомобиля		x		6	
16	Тема 16 Топливная экономичность автомобиля		x	2	6	
17	Тема 17 Тормозная динамика автомобиля		x		5	
18	Тема 18 Устойчивость мобильных машин		x		6	

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ДОМАШНИХ ЗАДАНИЙ

Индивидуальные домашние задания выполняются в форме расчетно-графической работы.

2.1 Темы индивидуальных домашних заданий

Тема 1 индивидуального задания: Тепловой и динамический расчет ДВС. Вариант

№__

Тема 2 индивидуального задания: Тяговый расчет трактора. Вариант №__

Тема 3 индивидуального задания: Динамический расчет автомобиля. Вариант №__

2.2 Содержание индивидуальных домашних заданий

Студент должен выполнить индивидуальных домашних заданий содержащий три раздела.

Индивидуальное домашнее задание выполняется с целью систематизации, закрепления и расширения теоретических знаний, полученных при изучении раздела теория двигателя внутреннего сгорания из курса «Тракторы и автомобили» и приобретения навыков в решении ряда инженерных задач.

1 раздел. Тепловой и динамический расчет ДВС. Конкретные индивидуальные домашние задание студенты получают у преподавателя и выполняют в соответствии с «Методическими указаниями к тепловому расчету двигателя внутреннего сгорания», разработанного на кафедре.

Объем расчетно-пояснительной записи допускается до 20-25 страниц, графической части - 1 листа. На выполнение индивидуального задания в соответствии с графиком самостоятельной работы студентов отводится 20 часа.

Индивидуальное домашнее задание рассчитывается с применением ЭВМ

2 раздел. Тяговый расчет трактора. Конкретные индивидуальные домашние задание студенты получают у преподавателя в начале изучения дисциплины «Тракторы и автомобили» и выполняют в соответствии с «Методическими указаниями к тяговому расчету трактора», разработанного на кафедре.

Объем расчетно-пояснительной записи допускается до 20-25 страниц, графическая часть - 1 лист. На выполнение данного индивидуального задания, в соответствии с графиком самостоятельной работы студентов отводится 20 часа.

Индивидуальное домашнее задание рассчитывается с применением ЭВМ. Компьютерная программа, выполненная в среде «Mathcad 2001», для тягового расчета трактора.

3 раздел. Динамический расчет автомобиля. Конкретные индивидуальные домашние задание студенты получают у преподавателя в начале изучения дисциплины и выполняют в соответствии с «Методическими указаниями к динамическому расчету автомобиля», разработанного на кафедре.

Объем расчетно-пояснительной записи допускается до 20-25 страниц, графическая часть - 1 лист. На выполнение данного индивидуального задания в соответствии с графиком самостоятельной работы студентов отводится 20 часов.

Индивидуальное домашнее задание рассчитывается с применением ЭВМ. Компьютерная программа, выполненная в среде «Mathcad 2001», для динамического расчета автомобиля.

При выполнении контрольной работы возможно представление таблицы распределения заданий между обучающимися.

Таблица 1. Распределение заданий

Номер зчетной книжки	Номера вариантов									
01	1	8	16	24	32	40	48	56	64	
02	3	11	19	27	35	43	51	59	67	
03	2	10	18	26	34	42	50	58	66	
04	5	13	21	29	37	45	53	61	69	
05	4	12	20	28	36	44	52	60	68	
03	7	15	23	31	39	47	55	63	71	
07	6	14	22	30	38	46	54	62	70	
08	9	17	25	33	41	49	57	65	72	

2.3 Порядок выполнения заданий

Введение.

Домашнее задание выполняется с целью систематизации, закрепления и расширения теоретических знаний, полученных при изучении курса «Тракторы и автомобили», и приобретения навыков в решении ряда инженерных задач. Домашнее задание включает три раздела:

1. Термический и динамический расчет тракторного двигателя.
2. Тяговый расчет трактора.
3. Динамический расчет автомобиля.

Все расчеты оформляются в виде расчетно-пояснительной записки с приложением необходимых графиков. Расчетно-пояснительная записка состоит из отдельных листов бумаги формата А-4, отпечатанной на одной стороне, и снабжается титульным листом. Принимаемые параметры и коэффициенты должны быть обоснованы, формулы сопровождаются пояснением и ссылками на литературу, полученные результаты – размерностью. Список использованной литературы приводится в конце записи в соответствии с правилами библиографии. Графическая часть

выполняется с использованием графической программы КОМПАС на листах формата А-1.

Домашнее задания разделено на три части, для которых составлены программы в среде Microsoft Office Excel. Расчеты производятся последовательно, при этом результаты предыдущих вычислений необходимо для выполнения последующих. Для каждой части разделов домашнего задания приведены пояснения по расчету и выбора параметров.

1. ТЕПЛОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

В процессе теплового и динамического расчета определяют основные конструктивные параметры тракторного двигателя, который обеспечит реализацию тяговые свойства трактора в реальных условиях эксплуатации. Трактор с рассчитанным двигателем должен быть способным выполнять работы, соответствующих его тяговому классу, который характеризуется номинальной силой тяги на крюке $F_{крн}$, развиваемой на необработанной стерне нормальной влажности (15,0...18,0%) и средней плотности (чернозем или суглинок), при этом буксование трактора не должно выходить за допустимые пределы. В зависимости от конструкции ходового аппарата приняты следующие значения допустимого буксования при работе в вышеперечисленных эксплуатационных условиях:

$$\text{Колесный трактор } 4 \times 2 \quad K_{\delta\delta\delta\delta} = 0,18$$

$$\text{Колесный трактор } 4 \times 4 \quad K_{\delta\delta\delta\delta} = 0,16$$

$$\text{Гусеничный трактор} \quad K_{\delta\delta\delta\delta} = 0,05$$

Максимальное значение тягового КПД трактора должно достигать:

$$\text{Колесные тракторы } 4 \times 2 \quad \eta_{\text{тяг}}=0,60...0,64;$$

$$\text{Колесные тракторы } 4 \times 4 \quad \eta_{\text{тяг}}=0,65...0,66;$$

$$\text{Гусеничные тракторы} \quad \eta_{\text{тяг}}=0,70... 0,74.$$

Исходные данные для теплового и динамического расчета двигателя.

1. Тип трактора (принимается согласно полученному варианту курсового проекта в зависимости от тягового класса, типа движителя).
2. Двигатель.
3. Номинальная сила тяги на крюке, F_{kp_n} кН.
4. Действительная скорость движения агрегата при номинальной силе тяги на крюке, v_{dh} м/с.
5. Число основных передач, m .
6. Максимальная скорость движения агрегата при работе на транспорте, v_{dmp} м/с.
7. Коэффициент эксплуатационной загрузки двигателя K_{ϕ_3} .

1.1 Расчет эксплуатационной массы трактора, номинальной мощности двигателя

1.1.1. Определение эксплуатационной массы трактора

Различают конструктивную (сухую) массу трактора m_k и эксплуатационную (полную) массу m_ϕ . Эксплуатационная масса включает в себя конструктивную массу m_k , массу топлива, смазочных материалов и воды m_{rcm} , возможного инструмента m_i , водителя $m_{вод}$, а кроме того и массу балласта $m_{бал}$, если таковой применяется

$$m_\phi = m_k + m_{rcm} + m_i + m_{вод} + m_{бал}; \text{ к2.}$$

Конструктивная масса должна обеспечить прочность и долговечность конструкции трактора, эксплуатационная – необходимые тягово-цепные качества.

Эксплуатационную массу трактора можно определить, приравнивая касательную силу тяги к величине сопротивления движению

Из тягового баланса трактора в случае работы его в составе пахотного агрегата по необработанной стерне на горизонтальном поле с номинальной нагрузкой на крюке требуемое значение касательной силы тяги определится

$$F_K = K_{BП} \cdot F_{kp_n} + K_{xa} \cdot f \cdot g \cdot m_\phi, \quad (1)$$

где K_{BII} - коэффициент возможной перегрузки, $K_{BII} = 1,25...1,40$ - при работе трактора в составе пахотного агрегата; K_{xa} - коэффициент, показывающий долю сопротивления качению, обусловленную деформацией опорной поверхности и шин, $K_{xa} = 1,0$ - колесный движитель, $K_{xa} = 0,5$ - гусеничный движитель; f - коэффициент сопротивления качению, (табл. 1); g - ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Возможное значение касательной силы тяги при допустимом буксовании ограничено силой сцепления

$$F_{cu} = K_{cudon} \cdot K_{nok} \cdot g \cdot m_3, \quad (2)$$

где K_{cudon} - коэффициент сцепления при допустимом буксовании, (табл. 1), K_{nok} - коэффициент нагрузки ведущих колес, $K_{nok} = 0,75...0,85$ - колесные тракторы 4×2 ; $K_{nok} = 1,0$ - колесные тракторы 4×4 и гусеничные.

Приравнивая требуемое и возможное значение касательной силы тяги, получим

$$m_3 = \frac{K_{BII} \cdot F_{kph}}{(K_{cudon} \cdot K_{nok} - K_{xa} \cdot f) \cdot g}, \quad (3)$$

Таблица 1. Коэффициенты, характеризующие тягово-цепные качества тракторов.

Агротехнический фон	Колесные тракторы		Гусеничные тракторы	
	f	K_{cudon}	f	K_{cudon}
Грунтовая сухая дорога	0,03...0,05	0,65...0,80	0,05...0,08	0,75...0,85
Целина	0,05...0,07	0,65...0,80	0,06...0,08	0,85...0,95
Стерня колосовых	0,06...0,08	0,55...0,65	0,09...0,12	0,75...0,85
Поле подготовленное под посев	0,16...0,18	0,35...0,55	0,09...0,16	0,55...0,65

Можно считать, что конструктивная масса трактора пропорциональна номинальной мощности двигателя

$$m_{\kappa} = \frac{N_{en}}{K_N},$$

В ближайшем будущем следует ожидать, что удельная мощность может быть повышена до следующих пределов:

Колесные тракторы $K_N = 25 \dots 30 \text{ кВт/т};$

Гусеничные тракторы $K_N = 15 \dots 20 \text{ кВт/т};$

При выполнении курсового проекта значение конструктивной массы можно принять, ориентируясь на показатели современных тракторов того же тягового класса (приложение 1). С достаточной для учебных расчетов точностью можно принять, что за счет водителя, инструмента, топлива, смазочных материалов и т. п. масса трактора увеличивается на 7,0...10,0%. Недостаток эксплуатационной массы восполняется применением балласта, навешиваемого на ведущие колеса.

1.1.2. Расчет номинальной мощности двигателя

Номинальная мощность двигателя определяется из условия равномерного движения на горизонтальном поле с номинальной силой тяги на крюке и действительной скоростью движения в определенных почвенных условиях при допустимом буксовании.

$$N_{en} = \frac{(F_{kph} + F_f) \cdot V_{dh}}{(1 - K_{\delta\text{don}}) \cdot Kn\partial_{TP} \cdot K_3}, \quad (4)$$

где $Kn\partial_{TP}$ - механический КПД трансмиссии,

$$Kn\partial_{TP} = Kn\partial_X \cdot Kn\partial_{\Pi}^{n\Pi} \cdot Kn\partial_K^{nK}, \quad (5)$$

где $Kn\partial_X$ - механический КПД трансмиссии, учитывающий потери холостого хода, $Kn\partial_X \approx 0,96$; $Kn\partial_{\Pi}$, $Kn\partial_K$ - механический КПД цилиндрической и конической пары шестерен, $Kn\partial_{\Pi} = 0,985$; $Kn\partial_K = 0,975$; n_{Π} , n_K - число цилиндрических и конических пар шестерен, работающих на одной передаче.

Для выполнения расчетов необходимо выбрать схему трансмиссии (приложение 2), ориентируясь на трактор-прототип, и определить число пар

цилиндрических и конических шестерен, передающих всю мощность двигателя на одной из основных передач. Продольное расположение двигателя обуславливает применение одной пары конических шестерен; в случае поперечного расположения двигателя коническая передача, как правило, отсутствует. Применение нескольких пар конических шестерен существенно усложняет конструкцию трансмиссии и снижает механический КПД.

По результатам расчетов номинальной мощности двигателя для трактора определить двигатели-прототипы, основные технические параметры которых занести в таблицу 2.

Таблица 2. Основные технические параметры

№ п/п	Наименование параметра	Тракторный двигатель
1	Назначение двигателя	тракторный
2	Тип двигателя	
3	Тактность двигателя	
4	Номинальная мощность, кВт	
5	Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	

1.2. Выбор степени сжатия и параметров окружающей среды

Степень сжатия.

Степень сжатия ε в первую очередь зависит от способа смесеобразования и рода топлива, а также от быстроходности двигателя, наличия наддува и других факторов.

В дизелях величина ε определяется, исходя из условий обеспечения стабильного воспламенения заряда на всех режимах работы двигателя. В дизелях без наддува и неразделенной камерой сгорания $\varepsilon=14...18$, в вихрекамерных и предкамерных дизелях $\varepsilon=16...22$, в дизелях с наддувом $\varepsilon=12...17$.

При выполнение проекта \mathcal{E} принимается по прототипу с учетом мощности полученной по расчету.

Если расчетная мощность равна мощности прототипа или отличается не более чем на 5% в большую сторону, то выбирается двигатель без наддува, при больших значениях – двигатель с наддувом.

Для двигателя с наддувом степень сжатия уменьшается на 0,5 единиц.

Параметры заряда на впуске.

При работе двигателя без наддува в цилиндр поступает воздух из атмосферы. В этом случае в качестве параметров исходного состояния заряда на впуске принимаются давление и температура окружающей среды, соответственно равные $p_0 = 0,1$ МПа и $T_0 = 293$ К.

При расчете рабочего цикла двигателя с наддувом за исходные параметры принимаются давление p_k и температура T_k на выходе из компрессора, а при наличии промежуточного холодильника - за холодильником.

В зависимости от степени наддува принимаются следующие значения давления p_k , МПа наддувочного воздуха:

- | | |
|--------------------------|---------------------------|
| при низком наддуве..... | до $1,5 \cdot p_0$; |
| при среднем наддуве..... | $(1,5...2,2) \cdot p_0$; |
| при высоком наддуве..... | $(2,2...2,5) \cdot p_0$. |

В настоящее время на двигателях тракторов и автомобилей используется низкий или средний наддув.

Температура воздуха после компрессора T_k , К:

$$T_k = T_o \cdot \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}}, \quad (6)$$

где n_k - показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре. В зависимости от типа компрессора значение n_k принимают:

- | | |
|---------------------------------|---------------|
| для поршневых нагнетателей..... | $1,4...1,6$; |
|---------------------------------|---------------|

для объемных нагнетателей.....	1,55...1,75
для осевых и центробежных нагнетателей.....	1,4...2,0.

Для газотурбинного наддува в автотракторных дизелях принимают последнее ближе к нижнему пределу.

1.3. Расчет процессов газообмена

1.3.1. Определение давления и температуры остаточных газов

Процессы газообмена включают очистку цилиндра от продуктов сгорания и наполнения цилиндра свежим зарядом.

Давление остаточных газов p_r (МПа) определяется сопротивлением среды, в которую происходит выпуск отработавших газов, зависит от числа и расположения клапанов, фаз газораспределения, частоты вращения, нагрузки и других факторов.

Для двигателей без наддува на номинальном режиме работы:

$$p_m = (1,05...1,25) \cdot p_o.$$

В двигателях с наддувом и наличием газовой турбины на выпуске:

$$p_m = (0,75...0,98) \cdot p_k.$$

Большие значения p_r принимают для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала.

Температура остаточных газов.

В зависимости от типа двигателя, степени сжатия, частоты вращения и коэффициента избытка воздуха устанавливается значение температуры T_r (К) остаточных газов в пределах:

для бензиновых двигателей.....	900...1100 ^0K ;
для дизелей.....	600...900 ^0K ;
для газовых двигателей.....	750...1000 ^0K .

Следует иметь в виду, что при увеличении степени сжатия и обогащении рабочей смеси температура остаточных газов снижается, а при увеличении частоты вращения - возрастает.

Температура подогрева свежего заряда.

Степень подогрева свежего заряда зависит от конструкции впускного трубопровода, наличия специального устройства для подогрева, частоты вращения, наддува и других факторов. На номинальном режиме заботы значения ΔT_n принимают:

- для бензиновых двигателей.....0...20 °C;
- для дизелей без наддува.....10...40 °C;
- для двигателей с наддувом.....(-5)...10 °C.

1.3.2. Расчет давления в конце впуск

Давление в конце впуска p_a (МПа) определяется исходя из потерь во впускной системе:

$$p_a = p_k - \Delta p_a, \quad (7)$$

где Δp_a - потери давления во впускной системе.

Потери давления Δp_a за счет сопротивления впускной системы и затухания скорости движения заряда в цилиндре при некотором допущении можно определить из уравнения Бернулли:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{en}) \cdot \frac{\omega_{en}^2 \cdot \rho_k}{2} \cdot 10^{-6}, \quad (8)$$

где β - коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра, ξ_{en} - коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению; ω_{en} - средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы, м/с; ρ_k - плотность заряда на впуске, кг/м³.

По опытным данным в современных двигателях на номинальном режиме работы $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5...4,0$ и $\omega_{en} = 50...130$ м/с.

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_e \cdot T_k}, \quad (9)$$

где R_e - удельная газовая постоянная воздуха, $R_e = 287$ Дж/(кг К);

По статистике суммарные гидравлические потери для четырехтактных двигателей на номинальном режиме работы Δp_{an} находятся в пределах (для проверки):

- для бензиновых двигателей..... $(0,05...0,20) \cdot p_0$;
- для дизелей без наддува..... $(0,03...0,18) \cdot p_0$;
- для двигателей с наддувом..... $(0,03...0,10) \cdot p_k$.

1.3.3. Расчет коэффициента остаточных газов

Коэффициент остаточных газов γ_r характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания. Коэффициент остаточных газов для четырехтактных двигателей (*с учетом продувки и дозарядки цилиндра*):

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{oq} \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{dos} \cdot p_a - \varphi_{oq} \cdot p_r}; \quad (10)$$

При определении γ_{rh} на номинальном режиме работы двигателя с учетом дозарядки можно принять $\varphi_{dos} = 1,07...1,12$, что вполне можно получить при подборе угла опаздывания закрытия впускного клапана в пределах $30...60^\circ$ поворота коленчатого вала.

Коэффициент очистки φ_{oq} принять равным единице ($\varphi_{oq} = 1$).

На номинальном режиме работы величина γ_{rh} находится в пределах:

- для бензиновых двигателей..... $0,04...0,10$;
- для дизелей без наддува..... $0,02...0,05$.

При наддуве коэффициент остаточных газов несколько снижается и лежит в пределах $0,19...0,23$.

1.3.4. Расчет температуры в конце впуска и коэффициента наполнения

Температура в конце впуска T_a определяется:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (11)$$

Величина T_a согласно статистическим данным при работе на

номинальном режиме должна быть в пределах:

для бензиновых двигателей.....	320...370 ^0K ;
для дизелей без наддува.....	310...350 ^0K ;
для двигателей с наддувом.....	320...400 ^0K .

Для четырехтактных двигателей коэффициент наполнения η_v с учетом продувки и дозарядки цилиндра равен:

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} \cdot (\varphi_{doz} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_{ou} p_r). \quad (12)$$

Значения коэффициента наполнения η_v для различных типов автомобильных и тракторных двигателей при их работе на номинальном режиме находятся в пределах:

для двигателей с электронным впрыском.....	0,80...0,96;
для карбюраторных двигателей.....	0,70...0,90;
для дизелей без наддува.....	0,80...0,94;
для дизелей с наддувом.....	0,80...0,97.

1.4. Расчет процесса сжатия

Давление p_c (МПа) и температура T_c (К) в конце процесса сжатия определяются из уравнения политропы:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}, \quad (13)$$

где n_1 - показатель политропы сжатия.

Величина n_1 определяется по прототипу или в зависимости от среднего показателя адиабаты k_1 , который, в свою очередь, устанавливается по nomogramme в зависимости от степени сжатия ε и температуры в конце процесса впуска T_a . Значение показателя политропы сжатия n_1 в зависимости от k_1 находится в следующих пределах (1):

для бензиновых двигателей.....	$n_1 = k_1 - (0,00 - 0,04)$
для дизелей.....	$n_1 = k_1 \pm 0,02$.

При тепловом расчете допускается выбор политропы сжатия из таблицы 3 в

соответствие с типом двигателя. В таблице 3 приведены параметры конца сжатия.

Таблица 3. Параметры конца сжатия для различных двигателей

Двигатели	Параметры		
	n_1	p_c , МПа	T_c , $^0\text{К}$
Карбюраторные	1,35...1,39	0,9...2,0	550...800
Дизели без наддува	1,35...1,40	3,5...5,5	700...900
Дизели с наддувом	1,32...1,37	5,5...9,0	800...1100

Коэффициент избытка воздуха.

Для различных двигателей на номинальном режиме работы коэффициент избытка воздуха α принимается равным:

карбюраторные.....0,85...0,96;
с искровым зажиганием и впрыском топлива.....0,85...1,30;
дизели с неразделенными камерами сгорания.....1,50...1,70;
дизели с наддувом.....1,5...2,0.

Топливо. Состав топлива и его теплота сгорания принимаются по таблице 4.

Таблица 4. Средний элементный состав бензинов, дизельных топлив и их теплота сгорания

Жидкое топливо	Содержание, кг			Низшая теплота сгорания Q_n , кДж/кг
	C	H	O_T	
Бензин	0,855	0,145	-	44000
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004	42500

1.5. Термохимический расчет процесса сгорания

Количество заряда M_c , находящегося в цилиндре в конце сжатия, определяется количеством свежего заряда M_1 и остаточных газов M_r :

Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг жидкого топлива определяется из стехиометрических соотношений.

В массовых единицах, $\frac{\text{кг_воздуха}}{\text{кг_топлива}}$:

$$\ell_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O_T \right); \quad (14)$$

в объемных единицах $\frac{\text{кумоль}}{\text{кг_топлива}}$:

$$L_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right); \quad (15)$$

Количество свежего заряда M_1 , находящегося в цилиндре дизеля, кмоль/кг:

$$M_1 = \alpha \cdot L_o, \quad (16)$$

Для карбюраторных двигателей, кмоль/кг:

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{m_T}, \quad (17)$$

где m_T - молекулярная масса бензина, $m_T = 110 \dots 120$ кг/кумоль.

Количество остаточных газов в цилиндре M_r определяется кмоль/кг,

$$M_r = \gamma_r \cdot M_1. \quad (18)$$

Количество заряда, находящегося в цилиндре к концу процесса сгорания M_z на 1 кг топлива, определяется количеством продуктов сгорания и остаточных газов M_r :

$$M_z = M_2 + M_r. \quad (19)$$

Количество продуктов сгорания M_2 , образующихся при сгорании 1 кг жидкого топлива, может быть определено по формулам, кмоль/к г:
для бедных смесей ($\alpha > 1$):

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,208) \cdot L_o \text{ или } M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O_T}{32} \quad (20)$$

для богатых смесей ($\alpha < 1$):

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792 \cdot \alpha \cdot L_o \quad (21)$$

В результате сгорания топлива происходит относительное изменение объема рабочего тела, которое характеризуется химическим коэффициентом молекулярного изменения μ_o горючей смеси или действительным коэффициентом молекулярного изменения μ_d рабочей смеси:

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} ; \quad \mu_d = \frac{M_z}{M_c} \text{ или } \mu_d = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (22)$$

Величина μ_d находится в пределах:

для бензиновых двигателей.....	1,02...1,12
для дизелей.....	1,01...1,06.

1.6. Термодинамический расчет процесса сгорания

Величина теплоемкости зависит от температуры и давления тела, его физических свойств и характера процесса. Для расчетов работ их процессов обычно пользуются средними молярными теплоемкостями при постоянном объеме μ_{cv} и при постоянном давлении μ_{cp} , между которыми существует зависимость:

$$\mu_{cp} = \mu_{cv} + 8,314 . \quad (23)$$

Теплоемкость заряда μ_{cv_c} определяется в зависимости от температуры конца сжатия T_c по эмпирической формуле, кДж/(кмоль К):

$$\mu_{cv_c} = 20,2 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c . \quad (24)$$

Теплоемкость продуктов сгорания μ_{cv_z} определяется в зависимости от температуры T_z и состава рабочей смеси:

при $\alpha \geq 1$

$$\mu_{cv_z} = \left(20,2 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z ; \quad (25)$$

при $\alpha < 1$

$$\mu_{cv_z} = (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \quad (26)$$

Потери теплоты из-за химической неполноты сгорания богатых смесей, кДж/кг:

$$\Delta Q_n = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o . \quad (27)$$

Коэффициент использования теплоты ξ зависит от совершенства организации процессов смесеобразования и сгорания топлива. Значения ξ на номинальном режиме работы находятся в пределах:

для двигателей с электронным впрыском.....	0,90...0,96
для карбюраторных двигателей.....	0,85...0,95
для дизелей с неразделенными камерами сгорания.....	0,70...0,88
для дизелей с разделенными камерами сгорания.....	0,65...0,80

Для дизелей при расчете процесса сгорания дополнительно задаются степенью повышения давления λ , которая для различных двигателей находится в следующих пределах:

для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием.....	1,6...2,2
для дизелей с разделенными камерами сгорания	
и пленочным смесеобразованием.....	1,4...1,8

Температуру в конце процесса сгорания определяют по следующим выражениям.

для карбюраторного двигателя:

$$\frac{\xi \cdot (Q_n - \Delta Q_n)}{\alpha \cdot L_o (1 + \gamma_r)} + \mu_{cvc} \cdot T_c = \mu_d \cdot \mu_{cvz} \cdot T_z , \quad (28)$$

для дизельных двигателей:

$$\frac{\xi \cdot Q_n}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + (\mu_{cvc} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c = \mu_d \cdot \mu_{cpz} \cdot T_z \quad (29)$$

После подстановки перечисленных величин в одно из этих выражений получается квадратное уравнение типа: $aT_z^2 + bT_z - c = 0$ и, решая его относительно T_z , можно найти корни, один из которых и есть температура конца сгорания.

Давление газов в конце сгорания p_z , МПа

$$\text{дизельный двигатель } p_z = \lambda \cdot p_c , \quad (30)$$

$$\text{карбюраторный двигатель } p_z = \mu_o \cdot p_c \cdot \frac{T_z}{T_c}. \quad (31)$$

Степень повышения давления в двигателе с искровым зажиганием:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} \quad (32)$$

Степенью предварительного расширения в дизеле.

$$\rho = \frac{\mu_o}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (33)$$

Параметры конца процесса сгорания приведены в таблице 5.

Таблица 5. Параметры конца процесса сгорания для различных двигателей

Двигатели	p_z , МПа	T_z , $^{\circ}$ К
Карбюраторные	3,5...7,5	2400...2900
Дизели без наддува	5,0...9,0	1800...2300
Дизели с наддувом	7,0...16,0	2000...2500

1.7. Расчет процесса расширения

Предполагают, что расширение происходит по политропному процессу со средним показателем политропы n_2 , который можно принять из таблицы 6.

Степень последующего расширения для дизелей определяется по выражению:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (34)$$

Значения давления p_b (МПа) и температуры T_b (К) в конце процесса расширения определяются по формулам политропного процесса, двигатель с искровым зажиганием:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \quad T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}; \quad (35)$$

дизельный двигатель:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \quad T_b = \frac{T_b}{\delta^{n_2-1}}. \quad (36)$$

Возможные значения параметров конца процесса расширения для номинального режима работы представлены в таблице 6.

Таблица 6. Параметры конца процесса расширения

Двигатели	Параметры		
	n_2	p_b , МПа	T_b , $^0\text{К}$
Карбюраторные	1,23...1,30	0,35...0,60	1200...1700
Дизельные	1,18...1,28	0,20...0,50	1000...1200

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов осуществляется по формуле:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} \quad (38)$$

$$\text{Погрешность составляет: } \Delta T_r = 100 \cdot \frac{T_{rp} - T_{rnp}}{T_{rnp}},$$

где T_{rp} и T_{rnp} - соответственно расчетная и принятая температура остаточных газов. Значение расчетной температуры остаточных газов может отличаться от выбранной ранее не более чем на 5%.

1.8. Расчет индикаторных показателей двигателя

Оценку рабочего цикла проводят по индикаторным показателям, это, прежде всего, среднее индикаторное давление p_i индикаторный КПД η_i , удельный индикаторный расход топлива g_i .

Среднее индикаторное давление цикла p_i МПа:

для карбюраторных двигателей

$$p_i = \frac{\mu_n \cdot p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \quad (39)$$

для дизельных двигателей

$$p_i = \frac{\mu_n \cdot p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \quad (40)$$

где μ_n — коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

Коэффициент полноты индикаторной диаграммы на номинальном режиме работы находятся в следующих пределах:

для карбюраторных двигателей.....	0,94...0,97
для дизельных двигателей.....	0,92...0,95

Индикаторный КПД характеризует степень использования теплоты топлива в действительном цикле для получения индикаторной работы и определяется по выражению:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_o \cdot \alpha}{Q_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v}. \quad (41)$$

Совершенство цикла, его топливная экономичность оценивается величиной удельного индикаторного расхода топлива, г/(кВт ч):

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_n}. \quad (42)$$

1.9. Расчет эффективных показателей двигателя

Работу двигателя в целом оценивают по эффективным показателям - среднему эффективному давлению p_e , эффективной мощности N_e , эффективному КПД η_e , удельному расходу топлива g_e и др.

Расчет эффективных показателей двигателя требует оценку внутренних (механических) потерь в двигателе. Механические потери можно определить приближенно по эмпирическим формулам в зависимости от средней скорости поршня, м/с:

$$v_{n,cp} = \frac{H \cdot n}{30 \cdot 10^3}, \quad (43)$$

где H - ход поршня, мм.

Эмпирическое выражение для определения величины p_m (МПа) имеет следующий вид:

$$p_m = a_m + b_m \cdot v_{n,cr}, \quad (44)$$

где a_m , b_m - постоянные коэффициенты, значения которых для различных типов двигателей приведены в таблице 7.

Таблица 7. Значения коэффициентов a_m , и b_m для различных двигателей

Двигатели	Число цилиндров	Отношение H/D	a_m	b_m
Карбюраторные	<6	> 1	0,049	0,0152
	<6	<1	0,034	0,0113
	8	<1	0,039	0,0132
С впрыском легкого топлива	-	-	0,024	0,0053
Дизель с неразделенной камерой	-	-	0,089	0,0118

Среднее эффективное давление, МПа

$$p_e = p_i - p_m. \quad (45)$$

Относительный уровень механических потерь характеризует механический КПД:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}. \quad (46)$$

В целом топливная экономичность двигателя характеризуется величиной эффективного КПД η_e или удельного эффективного расхода топлива g_e , г/(кВт ч):

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_n}. \quad (47)$$

Примерные значения индикаторных и эффективных показателей некоторых двигателей на номинальном режиме работы приведены в таблице 8.

Таблица 8. Индикаторные и эффективные показатели двигателей

Двигатели	p_i ,	η_i	p_e ,	η_m	η_e	g_e ,

	МПа		МПа			г/кВт ч
Карбюраторные	0,6...1,4	0,26...0,40	0,5...1,1	0,7...0,9	0,25...0,33	230...325
Бензиновые с впрыском	до 1,6	0,35...0,45	до 1,3			200...290
Дизельные без наддува	0,7...1,1	0,38...0,50	0,55...0,85	0,7...0,82	0,35...040	225...280
Дизельные с наддувом	до 2,2		до 2,0	0,8...0,9	0,23...0,3	218...260

1.10. Расчет основных размеров двигателя.

Рабочий объем цилиндра, л (дм^3):

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_{en}}{p_{en} \cdot n_n \cdot i}, \quad (48)$$

где τ - тактность, для четырехтактных двигателей $\tau = 4$, для двухтактных $\tau = 2$; i - число цилиндров; N_{en} , p_{en} , n_n - соответственно эффективная мощность (кВт), среднее эффективное давление (МПа), частота вращения коленчатого вала (мин^{-1}) на номинальном режиме работы двигателя.

Диаметр цилиндра, мм

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \psi}}, \quad (49)$$

где ψ - отношение хода поршня к диаметру цилиндра.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра ψ может находиться в следующих пределах:

- для карбюраторных двигателей.....0,7...1,1
- для автомобильных дизелей.....0,9...1,2
- для тракторных дизелей.....1,1...1,3

Диаметр цилиндра подбирается по двигателю трактора прототипа

(изменением числа цилиндров в выражение (48) и ψ - отношение хода поршня к диаметру цилиндра в выражение (49)).

Тогда ход поршня, мм:

$$H = D \cdot \psi, \quad (50)$$

Полученные значения D и H округляют до целых чисел ближайшего размера существующего двигателя.

Основные параметры и показатели двигателя определяются по окончательно принятым значениям D и H .

Рабочий объем цилиндра, л:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \cdot 10^{-6}, \quad (51)$$

Эффективная мощность двигателя, кВт:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau}. \quad (52)$$

Эффективный крутящий момент, Н м:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}. \quad (53)$$

Часовой расход топлива, кг/ч:

$$G_T = N_e \cdot g_e. \quad (54)$$

2. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ПО ТЕПЛОВОМУ И ДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ДВИГАТЕЛЯ

2.1. Индикаторная диаграмма в pV координатах

Индикаторная диаграмма строится на основании данных, полученных в тепловом расчете в координатах pV , а затем перестраивается в координаты $p\varphi$.

До построения диаграммы масштаб подбирается так, чтобы высота была в 1,2...1,5 раза больше ширины. На оси абсцисс в принятом масштабе откладывают объемы $V_C = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$; $V_a = V_b = \varepsilon \cdot V_C$; $V_z = \rho \cdot V_C$; $V_r = V_C$ (дизельный двигатель).

По оси ординат откладывают давления $p_0, p_a, p_c, p'_z, p_z, p_b, p_r$ для соответствующих объемов.

Действительная индикаторная диаграмма отличается от теоретической скругленностью в точках, $a; b; c; z'; z$ причем для карбюраторных двигателей максимальное давление сгорания составляет $0,85P_z$.

Построение политропы сжатия и расширения можно производить аналитическим или графическим методом. При аналитическом методе построения политроп сжатия и расширения вычисляется ряд точек для промежуточных объемов, расположенных между V_c и V_a , и между V_z и V_b по уравнению политропы $PV^h = const$

Для политропы сжатия $p_x \cdot Vx^{n1} = p_a \cdot Va^{n1}$, откуда

$$p_x = p_a \cdot \left(\frac{Va}{Vx} \right)^{n1}, \quad (55)$$

где p_x и Vx - давление, и объем в искомой точке процесса сжатия.

Отношение $\frac{Va}{Vx}$ изменяется в пределах от 1 до ε

Аналогично для политропы расширения

$$p_x = p_b \cdot \left(\frac{Vb}{Vx} \right)^{n2}, \quad (56)$$

Для карбюраторных двигателей отношение $\frac{Va}{Vx}$ изменяется в пределах $1 \dots \varepsilon$, а для дизелей $- 1 \dots \delta$.

Соединяя точки a и c плавной кривой проходящей через вычисленные и нанесенные на поле диаграмм точки политропы сжатия, а точки z и b - кривой, проходящей через точки политропы расширения, а также остальные точки между собой получим индикаторную диаграмму (см. рис. 1 приложения 2).

При графическом методе диаграммы сжатия и расширения строятся по способу Брауэра (2).

2.2. Индикаторная диаграмма в координатах $p\varphi$.

Индикаторная диаграмма в координатах pV может быть перестроена в $p\varphi$ координаты методом Брикса, рис.2. Приложения 3 Для этого на отрезке V_h строится полуокружность с центром 0, из которого через 15° (лучше через 10°) проводят лучи до пересечения с полуокружностью. Затем из центра 0_1 отстоящем от центра 0 на расстоянии $\frac{r \cdot \lambda}{2}$, проводят лучи $0_1 1'$; $0_2 2'$; и т. д. до пересечения с той же полуокружностью. Из точек $1'$; $2'$; $3'$ и т.д. восстанавливают перпендикуляр до линии впуска, сжатия, расширения и выпуска на индикаторной диаграмме. Отрезки от оси абсцисс до кривых индикаторной диаграммы последовательно для всех процессов цикла и есть давление в цилиндре для соответствующих углов поворота коленчатого вала двигателя.

Полученные значения давлений переносятся на график $p = f(\varphi)$, где по оси абсцисс отложен угол поворота коленчатого вала в определенном масштабе. Масштаб давлений оставляют тот же, что и на графике $p = f(\varphi)$.

Величине $\frac{r \cdot \lambda}{2}$ - носят название поправки Брикса и учитывает конечную величину шатуна. Здесь $r = \frac{H}{2}$ - радиус кривошипа и $\lambda = \frac{r}{L}$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Для современных двигателей $\lambda = \frac{1}{3,5} \dots \frac{1}{4,2}$, (см. рис. 2 приложения 4).

2.3. Диаграммы перемещения, скорости и ускорения поршня

Все эти графики взаимосвязаны и строятся на одном рисунке (рис.3 приложения 4).

Перемещение поршня определяется выражением и может быть построено

$$H = r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (57)$$

графически по методу проф. Ф. А. Брикса проектированием на вертикаль радиус-вектора, имеющего полюсом точку O_1 сдвинутую относительно центра O окружности кривошипа на $\frac{r \cdot \lambda}{2}$ в сторону Н.М.Т. Чаще всего перемещение поршня определят путем вычисления по вышеприведенной формуле для различных углов φ , причем значения в квадратных скобках для каждого угла для λ от 0,24 до 0,31 приводятся в литературе (3). Скорость движения поршня определяется выражением

$$v_n = \omega \cdot r \cdot (\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi), \quad (58)$$

Значения множителя, заключенного в скобки в зависимости от H и φ с целью облегчения расчетов также приводятся в литературе (3). Для построения диаграммы скоростей на диаграмме перемещений из данного угла проводится линия, параллельная оси X до пересечения с кривой перемещений и из полученной точки восстанавливается перпендикуляр на ось X , от которой затем откладываются значения скорости. Максимальное значение скорости составляет приблизительно $1,625v_{cp}$ и соответствует $74\dots77^\circ$ поворота коленчатого вала от ВМТ

$$v_{n,cp.} = \frac{H \cdot n}{30} - \text{средняя скорость поршня в м/с.}$$

Кривая ускорения поршня $j = f(x)$ строится там же где и скорость. Для построения находят максимальное ускорение $j_{max} = \omega^2 \cdot r(1 + \lambda)$, минимальное ускорение $j_{min} = -\omega^2 \cdot r(1 - \lambda)$ и значение $3 \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda$

На отрезке $AB = H$ в определенном масштабе, рис. 3 Приложения 4, в точках A и B откладывается (в масштабе ускорений) отрезки $AC = j_{max}$, и $BD = j_{min}$; точки C и D соединяются прямой. В точке пересечения E перпендикулярно AB вниз откладывается отрезок $EF = 3\omega^2 r \lambda$; точка F соединяется с точками C и D . Отрезки CF и FD делятся на произвольное, но равное число отрезков. Точки 1, 2, 3 и т.д. соединяются с одноименными

точками 1, 2, 3 прямыми. Кривая касательная к прямым 1-1; 2-2 и т.д. и есть кривая $j = f(x)$

2.4. Диаграмма сил инерции

Силы инерции прямолинейно возвратно-движущихся частей шатунно-поршневой группы определяются по формуле

$$F_j = F_{j_1} + F_{j_2} = -(m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \varphi + m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi), \quad (59)$$

Для графического построения сил инерции $P_j = f(\varphi)$ необходимо найти

массы возвратно-движущихся частей

$$m_j = m_n + m_{un}, \quad (60)$$

где m_n - масса поршневого комплекта; m_{un} - часть массы шатуна, условно отнесенная к массе совершающей возвратно-поступательное движение, $m_{un} = 0,275 \cdot m_u$

где m_u - масса шатуна.

Для приближенного определения значений m_u, m_n , можно использовать конструктивные массы $m' = \frac{m}{S_n}$, ($\text{кг}/\text{м}^2$ или $\text{г}/\text{см}^2$), приведенные в таблице 9.

Таблица 9. Конструктивные массы деталей шатунно-поршневой группы в $\text{кг}/\text{м}^2$

Двигатели	Материал поршня	m'_n	m'_u
Карбюраторные	легкий сплав	100...150	120...200
	чугун	120...250	120...200
Дизели	легкий сплав	200...300	250...340
	чугун	250...350	250...400

Силы давления газов, изображенные на индикаторной диаграмме $p = f(V)$ отнесены к единице площади поршня, поэтому и силы инерции

также должны быть той же размерности (МПа), F_j - можно определить аналитически по формуле $F_j = m_j \omega \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$ МПа для различных углов поворота коленчатого вала двигателя (напр. через 15° п.к.в.) или графически. Силы инерции первого порядка F_{j1} и второго порядка F_{j2} (отнесенные к площади поршня) строятся проектированием конца радиус-вектора на вертикаль, рис.5 Приложения 4. Радиусом для построения сил инерции первого порядка является $R_1 = m'_j \omega^2 r * 10^{-6}$, а второго порядка $R_2 = m'_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cdot 10^{-6}$

$$\text{где } m'_j = m'_n + 0,275 \cdot m'_{uu}$$

Масштаб для сил инерции принимается тот же, что и при построении индикаторной диаграммы.

Диаграмма сил инерции строится под индикаторной диаграммой, развернутой по углу поворота коленчатого вала. Для этого проводим из общего центра 0 две полуокружности радиусами R_1 и R_2 лучи через 15° . Вертикальные проекции отрезков лучей, пересекающих первую окружность (R_1), дают в принятом масштабе значения сил F_{j1} при соответствующих углах поворота коленчатого вала, а проекции отрезков тех же лучей, пересекающих вторую окружность (R_2), значения сил при углах поворота коленчатого вала соответственно вдвое меньших. Далее проводим через центр 0 горизонтальную линию и откладываем на ней как на оси абсцисс, значения φ углов поворота коленчатого вала за рабочий цикл (от 0° до 360° - двухтактный и от 0° до 720° п.к.в. четырехтактный двигатель).

По точкам пересечения указанных выше проекций с ординатами, проходящими через соответствующие значения углов на оси абсцисс, строим кривые F_{j1} и F_{j2} .

Суммарная кривая относительных сил инерции находится сложением двух гармоник $F_j = F'_{j1} + F'_{j2}$. Следует помнить, что изменение силы инерции второго порядка происходит вдвое быстрее, а абсолютное значение в λ раз

меньше, чем силы инерции первого порядка.

2.5. Суммарные силы, действующие на поршень

Для построения суммарной силы $F = F_r + F'_j$.

Суммарные силы инерции P'_j переносятся на развернутую по углу поворота индикаторную диаграмму и складываются с силами давления газов p_r . При этом следует учитывать, что силы инерции в конце такта сжатия (ВМТ) направлены в противоположную сторону силам давления газов.

2.6. Диаграмма тангенциальных сил и суммарного крутящего момента

Сила F действующая вдоль оси цилиндра может быть разложена на две составляющие:

нормальную силу $N = F \cdot \tan \beta$, перпендикулярную оси цилиндра, и силу $Z = \frac{F}{\cos \beta}$, действующую вдоль оси шатуна.

Силу Z можно перенести по линии ее действия в центр шатунной шейки кривошипа и разложить на две составляющие:

силу $K = \frac{F \cdot \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$, направленную по радиусу кривошипа, и силу

$T = \frac{F \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$, направленную по касательной к окружности радиуса кривошипа. Сила T , называемая тангенциальной, на плече r дает крутящий момент

$$M_{kp} = T \cdot r = F \cdot r \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (61)$$

Радиус кривошипа величина постоянная, поэтому крутящий момент для одного цилиндра изменяется по закону изменения тангенциальной силы T .

Для определения тангенциальной силы строится схема кривошипного

механизма в произвольном масштабе, но с учетом выбранного отношения $\frac{r}{L}$

, рис.5. От центра кривошипа по направлению радиуса кривошипа откладывают отрезок OC , равный суммарной силе F для данного угла поворота коленчатого вала φ в принятом масштабе сил.

Через точку C конца отрезка проводят линю, параллельную оси шатуна, которая отсекает на диаметре, перпендикулярном оси цилиндров отрезок OD , равный силе T .

При положительном значении силы F она откладывается на положительном направлении радиуса от центра кривошипа к шатуну. При отрицательном значении силы F она откладывается от центра кривошипа в противоположную сторону на продолжении радиуса, независимо от положения кривошипа. Значение силы T определяют через каждые 15° поворота коленчатого вала. Все значения силы T выше горизонтального диаметра положительные, а ниже - отрицательные.

Кривая $T = f(\varphi)$ одновременно есть кривая изменения крутящего момента для одного цилиндра в масштабе моментов, который определяется по выражению:

$$\mu_M = \mu_p \cdot r \cdot S_n \quad (62)$$

где μ_M - масштаб моментов, $\frac{MH \cdot M}{mm}$; μ_p - масштаб давления, $\frac{MPa}{m^2/mm}$; r -

радиус кривошипа, m ; S_n - площадь поршня, m^2 .

Кривую суммарного крутящего момента многоцилиндрового двигателя строят путем графического суммирования кривых крутящих моментов отдельных цилиндров, сдвигая одну кривую относительно другой на угол поворота кривошипа между вспышками в отдельных цилиндрах. Для четырехтактных двигателей с равными интервалами между рабочими ходами $\theta = 720^\circ/i$, где i - число цилиндров двигателя (для двухтактных двигателей $\theta = 360^\circ/i$).

На суммарной диаграмме четырехтактного двухцилиндрового двигателя наносятся две диаграммы, сдвинутые одна относительно другой на 180° , если порядок работы цилиндров 1-2-0-0 или на 540° при порядке работы 1-0-0-2.

Для проверки правильности графических построений необходимо найти среднее значение суммарного крутящего момента, для чего находятся средняя ордината L_T путем деления избыточной площадки под кривой моментов на длину абсциссы под ней

$$L_T = \frac{\sum S_{nol} - \sum S_{omp}}{l_{abc}} \text{ мм}, \quad (63)$$

где $\sum S_{nol}$ - суммарная площадка всех участков диаграммы, расположенных над осью абсцисс; $\sum S_{omp}$ - суммарная отрицательная площадка; при числе цилиндров 6 и более отрицательная площадка под осью абсцисс может отсутствовать; l_{abc} - длина диаграммы под суммарной кривой M_k в мм.

Тогда крутящий момент $M_{kp} = L_T \cdot \mu_M \cdot \eta_M$; здесь η_M - механический к.п.д. двигателя. Крутящий момент двигателя на номинальном режиме определяется по выражение:

$$M_{kp} = 9550 \cdot \frac{N_e}{n}; \text{ Нм}, \quad (64)$$

Расхождения в значениях крутящего момента не должны превышать 5%.

3. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА

В процессе тягового расчета определяют основные конструктивные параметры трактора, которые обеспечивают ему необходимые тяговые свойства в реальных условиях эксплуатации. Трактор рассчитывается на выполнение работ, соответствующих его тяговому классу, характеризуемому номинальной силой тяги на крюке P_{kp}^k , которую он должен развивать на стерне нормальной влажности ($W = 15\dots18\%$) и средней плотности (чернозем или суглинок) при допустимом буксовании.

3.1. Расчет и построение теоретической регуляторной характеристики двигателя.

Характеристика двигателя, оборудованного всережимным регулятором, снятая в функции частоты вращения коленчатого вала, называется скоростной характеристикой с регуляторной ветвью. Она используется для анализа работы двигателя на режимах перегрузки. Для оценки показателей работы двигателя на регуляторной ветви удобна характеристика, построенная в функции мощности. Регуляторная характеристика, построенная в функции крутящего момента применяется при изучении тяговых качеств трактора.

Исходные данные для расчета:

- номинальная мощность двигателя, $N_{\text{ен}} \text{ кВт}$;
- частота вращения при номинальной мощности, n_h , об/мин;
- удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности, $g_{\text{ен}} \text{ г/кВт ч}$

3.1.1. Задаемся рядом значений частоты вращения коленчатого вала двигателя

Максимальное значение частоты вращения на холостом ходу двигателя определяется

$$n_x \approx (1 + \delta_p) n_h \text{ об/мин}, \quad (65)$$

где $\delta_p = 0,06 \dots 0,08$ – степень неравномерности регулятора;

n_1, n_2, n_3 – промежуточные значения частоты вращения.

Для расчета без регуляторной ветви характеристики следует задаваться относительными значениями частоты вращения K_n

$$K_n = \frac{n}{n_H}; \quad (66)$$

Где $K_n = 1,0$ – двигатель оборудованный регулятором;

$K_n = 1,2$ – двигатель без регулятора.

3.1.2 Расчет и построение зависимости $N_e=f(n)$.

На регуляторном участке характеристики мощность двигателя растет прямопропорционально от $N_e=0$ при $n=n_x$ до $N_e=N_{eh}$ при $n=n_h$. Значения мощности при частотах вращения n_1, n_2, n_3 определяются графически. На безрегуляторной ветви мощность рассчитывается по эмпирической формуле:

$$N_e = N_{eh} \kappa_n [2 + b(\kappa_n - 1) - \kappa_n^2] \text{ кВт}, \quad (67)$$

Где b – коэффициент

$b=1,13$ – дизель с непосредственным впрыском топлива;

$b=1,30$ – вихрекамерный дизель.

3.1.3. Расчет и построение зависимости $M_e = f(n)$.

Величина крутящего момента рассчитывается по формуле

$$M_e = \frac{30N_e}{\pi n} \cdot 10^3, \text{ Н-м}, \quad (68)$$

По полученным данным находится значение частоты вращения n_m , соответствующее максимальной величине крутящего момента.

3.1.4. Расчет и построение зависимостей $G_T = f(n)$, $g_e = f(n)$.

На регуляторном участке характеристики часовой расход топлива растет прямопропорционально от $G_T = G_{Tx}$ при $n=n_x$ до $G_T = G_{Tmax}$ при $n=n_h$. Часовой расход топлива на режиме номинальной мощности определяется

$$G_{Tmax} = \frac{g_{eH} N_{eH}}{10^3} \text{ кг/ч}, \quad (69)$$

На холостом ходу для тракторных дизелей часовой расход топлива составляет

$$G_{Tx} = (0,25 \dots 0,30) G_{Tmax} \text{ кг/час}, \quad (70)$$

Значения часового расхода при частотах вращения n_1, n_2, n_3 определяются графически. Величина удельного эффективного расхода топлива находится

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} \cdot 10^3 \text{ г/кВт ч}, \quad (71)$$

при $n \rightarrow n_x, g_e \rightarrow \infty$.

Безрегуляторную ветвь зависимости $g_e=f(n)$ рассчитывают по эмпирической формуле

$$g_e = g_{eh} [K_n (K_n - c) + c] \text{ г/кВт ч}, \quad (72)$$

где $c=1,55$ – дизель.

Величина часового расхода топлива на безрегуляторной ветви характеристики определяется

$$G_t = g_e N_e 10^{-3} \text{ кг/ч}, \quad (73)$$

Результаты расчетов, необходимые для построения скоростной характеристики двигателя с регуляторной ветвью, оформляются в табл. 10

Таблица 10.

	n_x	n_1	n_2	n_h	K _n								n'
					0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	
n об/мин													
N_e кВт													
M_e Нм													
G_t кг/ч													
g_e г/кВт ч													

где n' - частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая мощности XN_{eh} на регуляторной ветви характеристики (находится графически).

Скоростная характеристика двигателя с регуляторной ветвью (Рис.1) строится на миллиметровой бумаге формата А4 и подшивается в расчетно-пояснительную записку. С помощью характеристики определяется коэффициент запаса кручущего момента.

3.2. Определение передаточных чисел трансмиссии.

Передаточное число i_o главной и конечной передач выбирается ориентируясь на трактор-прототип. Передаточное число коробки на первой основной передаче определяется из условия обеспечения заданной скорости движения

$$i_{k1} = \frac{\pi \cdot n \cdot R_3 \cdot (1 - \delta_{don})}{30 \cdot i_0 \cdot U_{\partial H}}, \quad (74)$$

Как правило, передаточные числа коробки на основных передачах составляют геометрическую прогрессию. Знаменатель прогрессии рассчитывается по формуле

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{F_{kp\min}}{F_{kp\max}}}, \quad (75)$$

Где $F_{kp\max} = F_{kp}^{H_1} + f g m_3$ - касательная силы тяги на первой основной передаче.

$F_{kp\min} = F_{kp\min} + f g m_3$ - касательная силы тяги на высшей основной передаче.

Минимальное значение силы тяги на крюке определяет тяговый диапазон трактора

$$K_{mz} = \frac{F_{kp}^{H_1}}{F_{kp\min}} = K_{pt3} \cdot \frac{F_{kp}^{H_1}}{F_{kp}^{H_1}}, \quad (76)$$

где $K_{pt3} = 1,25 \dots 1,30$ – коэффициент расширения тяговой зоны;

$F_{kp}^{H_1}$ – номинальная сила тяги, установленная для тракторов предыдущего тягового класса.

Для тракторов, закономерно не связанных с другими тяговыми классами, можно принять

$$K_{mz} = 2$$

Передаточное число коробки на любой основной передаче определяется

$$i_{km} = i_{k1} q^{m-1}, \quad (77)$$

где m – номер основной передачи.

Передаточное число коробки на высшей транспортной передаче должно обеспечить максимальную скорость движения

$$i_{\kappa TP} = \frac{\pi \cdot n \cdot R_3 \cdot (1 - \delta_{don})}{30 \cdot i_0 \cdot \mathcal{V}_{\partial TP}}, \quad (78)$$

Где δ_{don} - буксование трактора при работе на транспорте;

$\delta_{don} = 0,03...0,05$ – колесный трактор;

$\delta_{don} = 0$ – гусеничный трактор.

Если перепад скоростей движения между основными и транспортной передачами достаточно велик, подбирают промежуточную транспортную передачу и рассчитывают передаточное число коробки.

$$\nu_{TP1} = \frac{(\nu_{\partial m} + \nu_{\partial mp})}{2}, \quad (79)$$

3.3. Расчет текущих значения силы тяги на крюке.

Для удобства выполнения расчетов и построения теоретической тяговой характеристики целесообразно задаваться значениями крутящего момента двигателя и по ним определять силу тяги на крюке для любой передачи. При выполнении курсового проекта все расчеты и построения рекомендуется выполнять для трех передач – первой, высшей основной и высшей транспортной по восьми значениям аргумента.

Поэтому необходимо выбрать по четыре значения крутящего момента двигателя на регуляторной и безрегуляторной ветвях характеристики. Можно рекомендовать следующую методику выбора текущих значений крутящего момента двигателя:

1. $M_{e1} \approx 0,6 M_{eH}$;
2. $M_{e2} \approx \frac{0,6M_{eH} + K_3 M_{eH}}{2}$;
3. $M_{e3} \approx K_3 M_{eH}$;
4. $M_{e4} \approx M_{eH}$;
5. $M_{e5} \approx \frac{3M_{eH} + M_{e\max}}{4}$;

$$6. \quad M_{e6} \approx \frac{M_{eH} + M_{e\max}}{2};$$

$$7. \quad M_{e7} \approx \frac{M_{eH} + 3M_{e\max}}{4};$$

$$8. \quad M_{e8} \approx M_{e\max}.$$

Считая, что при равномерном движении на горизонтальном поле

$$F_k = F_{kp} + F_f, H \quad (80)$$

Силу тяги на крюке можно определить

$$F_{kp} = \frac{M_e \eta_{mp} i_0 i_k}{r_2} - f g m, H \quad (81)$$

3.4. Расчет и построение теоретической тяговой характеристики

До начала вычислений необходимо:

Определить частоту вращения коленчатого вала двигателя n' , соответствующую мощности N_e на регуляторной ветви характеристики, три позиции.

Подобрать шины для колесного трактора и рассчитать радиус ведущего колеса.

Выбрать восемь значений аргумента M_e .

Тяговая характеристика дает наглядное представление о тяговых и топливно-экономических показателей трактора. Она строится в функции силы тяги на крюке для установившегося режима работы тракторного агрегата на горизонтальном поле и относится к определенному почвенному фону. Обычно характеристика строится для нескольких наиболее типичных почвенных фонов.

При выполнении курсового проекта тяговая характеристика строится для одного почвенного фона (необработанная стерня нормальной влажности и средней плотности). Построение производится на листе чертежной бумаги формата А1, который делится двумя взаимно-перпендикулярными линиями на четыре части таким образом; чтобы ось абсцисс проходила несколько

ниже середины листа, а ось ординат сдвинута влево (Рис. 5). При этом принимаем следующие допущения:

1. Коэффициент сопротивления качению сохраняет неизменное значение на всех режимах работы.

2. Механические КПД трансмиссии имеет постоянное значение независимо от степени загрузки двигателя и номера включенной передачи.

3.4.1. Построение регуляторной характеристики двигателя.

Регуляторная характеристика $n = f(M_e)$, $N_e = f(M_e)$ и $G_t = f(M_e)$ строится в нижнем левом квадрате тяговой характеристики. От начала координат 0 по оси ординат вниз в выбранном масштабе откладывается крутящий момент двигателя, по оси абсцисс влево – частота вращения, мощность и часовой расход топлива. Числовые значения параметров приведены в таблице 10. Построение безрегуляторной ветви характеристики ограничивается максимальным значением крутящего момента двигателя.

3.4.2. Построение лучей касательной силы тяги.

Лучи касательной силы тяги строятся в правом нижнем квадрате тяговой характеристики. Ось абсцисс вправо от начала координат будет представлять в выбранном масштабе силу тяги на крюке. Влево от начала координат в том же масштабе откладываются сила сопротивления качению F_f и полученная точка обозначается 0_1 . Таким образом, ось абсцисс с началом координат в точке 0_1 будет являться осью касательной силы тяги F_k . Отложив по одному значению силы тяги на крюке F_{kp} при соответствующем значении крутящего момента M_e для каждой передачи, проводят через полученные точки прямые линии из начала координат 0_1 . Справа лучи касательной силы ограничивают либо максимальным значением крутящего момента $M_{e \ max}$, либо буксованием трактора на месте, $\delta_{don} = 1$.

3.4.3. Построение зависимости буксования от силы тяги на крюке.

Иногда для этой цели берется реальная кривая буксования трактора-прототипа. Прототипом может служить только такой трактор, у которого при полной идентичности типа и конструктивных параметров движителя эксплуатационная, а главным образом сцепная, масса равна соответствующей массе проектируемого трактора (отличие не должно превышать 5%). Кроме того кривая буксования выбирается по почвенному фону, влажности и плотности почвы.

Расчетный способ построения зависимости основан на применении эмпирических формул, полученных путем статистической обработки опытных данных. Для этого можно использовать формулу д. т. н. Н.Н. Трепененкова.

$$K_{\delta} = \frac{c \cdot K_{CM}}{1 - d \cdot K_{CM}^{-\kappa}}, \quad (82)$$

где c, d - коэффициенты; κ - показатель степени; K_{CM} - коэффициент использования сцепной массы,

$$K_{CM} = \frac{P_{kp}}{g \cdot m_{CZ}}, \quad (83)$$

Значения коэффициентов и показателя степени в формуле Н.Н. Трепененкова составляют

	c	d	κ
Колесный трактор	0,246	3,06	3
Гусеничный трактор	0,0333	1,377	2

Для гусеничных и колесных тракторов 4×4 сцепная масса равна эксплуатационной. У колесных тракторов 4×2 сцепная масса изменяется в зависимости от нагрузки на крюке и сопротивления качению

$$m_{cz} = m_2 + \frac{F_{kp} h_{kp} + F_f r_2}{gL} \text{ kr}, \quad (84)$$

где m_2 – масса, нагружающая ведущие колеса при статическом положении трактора (принимается по прототипу);

$h_{kp} = 0,4 \text{ м}$ – высота точки прицепа;

L – продольная база трактора (принимается по прототипу)

Формула Н.Н. Трепененкова предназначена для расчета буксования трактора на стерне нормальной влажности и средней плотности. В пределах до $\delta_{don} = 0,3$ для гусеничного трактора и $\delta_{don} = 0,4$ для колесного трактора, погрешность в несовпадении расчетной и эмпирической кривых не превышает 4%. Зависимость $\delta_{don} = f(F_{kp})$ строится в правом верхнем квадрате характеристики.

3.4.4. Построение лучей теоретических скоростей движения.

Лучи теоретических скоростей движения строятся в левом верхнем квадрате характеристики с использованием формулы

$$V_m = \frac{\pi \cdot n \cdot R_3}{30 \cdot i_0 \cdot i_k} \text{ м/с.} \quad (85)$$

Величину теоретической скорости движения на холостом ходу трактора определяют графически. Для этого точку пересечения луча касательной силы тяги какой-либо передачи с осью крутящего момента ($F_{kp}=0$) проецируют на зависимость $n = f(M_e)$ и далее на луч теоретической скорости движения данной передачи.

3.4.5. Построение зависимости действительной скорости движения от силы тяги на крюке.

Величина действительной скорости движения определяется выражением

$$U_d = U_t (1 - \delta_{tp}), \text{м/с} \quad (86)$$

Зависимости $U_d = f(F_{kp})$ для различных передач строятся в правом верхнем квадрате характеристики.

3.4.6. Построение зависимости тяговой мощности от силы на крюке.

Величина тяговой мощности рассчитывается по формуле

$$N_{kp} = F_{kp} U_d 10^{-3}, \text{кВт} \quad (87)$$

Зависимости $N_{kp} = f(F_{kp})$ для различных передач строятся в правом верхнем квадрате характеристики.

3.4.7. Построение зависимости $G_t = f(F_{kp})$.

Из начала координат O_1 восстанавливается перпендикуляр к оси абсцисс и на нем вверх откладывается отрезок, равный в выбранном масштабе часовому расходу топлива на холостом ходу двигателя. Задаваясь значением силы тяги на крюке, проецируют данную точку на луч касательной силы тяги какой –либо передачи и далее на зависимость $G_t = f(M_e)$. Полученный часовой расход топлива откладывается на ординате, соответствующей выбранному значению силы тяги на крюке. Зависимость $G_t = f(F_{kp})$ строится в правом верхнем квадрате характеристики.

3.4.8. Построение зависимости $g_{kp} = f(F_{kp})$.

Величина удельного тягового расхода топлива определяется выражением

$$g_{kp} = \frac{10^3 G_m}{N_{kp}}, \text{г/кВт ч} \quad (88)$$

Зависимости $g_{kp} = f(F_{kp})$ для различных передач строятся в правом верхнем квадрате характеристики.

3.4.9. Построение зависимости $\eta_{m\alpha} = f(F_{kp})$.

Величина тягового КПД трактора рассчитывается по формуле

$$\eta_{m\alpha} = \frac{N_{kp}}{N_e} \quad (89)$$

Величину эффективной мощности находят графически, проецируя значения F_{kp} на луч F_k соответствующей передачи и далее на зависимость N_e

= f (M_e). Кривая $\eta_{\text{тяг}} = f(F_{\text{кр}})$ строится в правом нижнем квадрате характеристики.

Результаты расчетов оформляются в итоговой таблице 11.

Таблица 11. Теоретическая тяговая характеристика трактора

Первая передача

№ режимов	1	2	3	4	5	6	7	8
$F_{\text{кр}}$								
δ_{mp}								
U_T								
U_d								
$N_{\text{кр}}$								
$g_{\text{кр}}$								
$Knd_{\text{тяг}}$								

Высшая передача

№ режимов	1	2	3	4	5	6	7	8
$F_{\text{кр}}$								
δ_{mp}								
U_T								
U_d								
$N_{\text{кр}}$								
$g_{\text{кр}}$								
$Knd_{\text{тяг}}$								

Транспортная передача

№ режимов	1	2	3	4	5	6	7	8
$F_{\text{кр}}$								
δ_{mp}								
U_T								
U_d								
$N_{\text{кр}}$								
$g_{\text{кр}}$								
$Knd_{\text{тяг}}$								

3.5. Анализ тяговой характеристики трактора.

В заключении выполнения тягового расчета трактора необходимо оценить:

Соответствие расчетных параметров проектируемого трактора заданию на проектирование.

Сравнивать параметры проектируемого трактора с трактором прототипом.

По графику теоретической тяговой характеристики определить:

- величину буксования при номинальной силе тяги на крюке,
- тяговый диапазон трактора,
- максимальное значение тягового КПД трактора и соответствующую ему силу тягового сопротивления,
- максимальное значение тяговой мощности и соответствующее ей тяговое сопротивление (предварительно необходимо провести огибающую кривых) $N_{kp} = f(F_{kp})$ для всех передач,
- минимальный тяговый расход топлива,
- часовой расход топлива при номинальной силе тяги на крюке/

4. Динамический расчет автомобиля.

Задачей динамического расчета автомобиля является определение основных параметров двигателя и трансмиссии, обеспечивающих ему выполнение эксплуатационного задания по перевозке груза с определенной скоростью движения в конкретных дорожных условиях. Иногда динамический расчет производится с целью установления возможности использования существующего автомобиля в конкретных дорожных условиях в качестве тягача.

Исходные данные для расчета:

1. Тип автомобиля.
2. Грузовместимость m_{gr} или пассажировместимость n_{pass} .
3. Коэффициент сопротивления качению f_0 .

4. Максимальная скорость движения на данной дороге v_{\max} , м/с.
5. Максимальный приведенный коэффициент дорожного сопротивления K_{dopmax} .
6. Число передач m .

Определение массы автомобиля, мощности двигателя и расчет скоростной характеристики двигателя.

4.1 Определение массы автомобиля, мощности двигателя и расчет скоростной характеристики двигателя

4.1.1. Определение полной массы автомобиля

Полная масса автомобиля складывается:

$$m_a = m_{GP} + m_o + m_{вод}, \quad (90)$$

У автомобилей, предназначенных для перевозки людей, масса перевозимого груза m_{GP} определяется:

где $m_{GP} = 80 \cdot n_{пасс}$ - автобус городского типа; $m_{GP} = 90 \cdot n_{пасс}$ - междугородний автобус; $m_{GP} = 75 \cdot n_{пасс}$ - легковой автомобиль.

Для легкового автомобиля в пассажировместимость включен водитель.

Собственная масса автомобиля m_o определяется выбранным значением коэффициента грузоподъемности.

$$m_o = \frac{m_{GP}}{K_{GP}}, \quad (91)$$

Значения коэффициента грузоподъемности составляют:

где $K_{GP} = 0,25...0,45$ - легковой автомобиль; $K_{GP} = 0,45...0,90$ - автобус; $K_{GP} = 0,90...1,20$ - грузовой автомобиль.

Масса водителя принимается равной, $m_{вод} = 75$ кг,

При наличии на автомобиле экспедитора, кондуктора и пр. $m_{вод}$ увеличивается вдвое.

4.1.2. Определение мощности двигателя

Расчетная (номинальная) мощность двигателя, необходимая для движения автомобиля с полной нагрузкой при максимальной скорости движения в заданных дорожных условиях, определится:

$$N_{eh} = \frac{(F_f + F_{возд}) \cdot v_{max}}{Kn\partial_{TP}}, \text{ кВт} \quad (92)$$

где $F_f = f_v \cdot g \cdot m_a$ - сила сопротивления качению.

Для расчета силы сопротивления качению можно воспользоваться эмпирической зависимостью коэффициента сопротивления качению от скорости движения

$$f_v = f_0 \cdot \left(1 + \frac{13 \cdot v_{max}^2}{20000} \right), \quad (93)$$

где $F_{возд}$ - сила сопротивления воздуха,

$$F_{возд} = 0,5 \cdot C_x \cdot \rho_B \cdot S_{мид} \cdot v_{max}^2, \text{ кН} \quad (94)$$

где ρ_B - плотность воздуха. Можно принять $\rho_B = 1,2 \text{ кг/ м}^3$; C_x - коэффициент лобового сопротивления; $S_{мид}$ - лобовая площадь автомобиля,

Лобовую площадь ориентировочно можно оценить

$S_{мид} = B \cdot H$ - грузовой автомобиль,

$S_{мид} = A \cdot H$ - автобус,

$S_{мид} = 0,775 \cdot A \cdot H$ - легковой автомобиль,

где A - габаритная ширина автомобиля; B - колея автомобиля; H - габаритная высота.

Средние значения C_x и $S_{мид}$ приведены в таблице 12.

Таблица 12. Значения коэффициента лобового сопротивления и лобовой площади различных типов автомобилей.

	Грузовые	Автобусы	Легковые	Гоночные
C_x	0,93...1,10	0,70...0,93	0,28...0,70	0,20...0,23
$S_{мид}, \text{м}^2$	3,0...6,0	4,5...6,5	1,6...2,8	1,0...1,3

$Kn\partial_{TP}$ - механический КПД трансмиссии,

$$Kn\partial_{TP} = Kn\partial_X \cdot Kn\partial_{\Pi}^{n_u} \cdot Kn\partial_K^{n_k}$$

где $Kn\partial_X$ - механический КПД трансмиссии, учитывающий потери холостого хода, $Kn\partial_X \approx 0,96$; $Kn\partial_{\Pi}$, $Kn\partial_K$ - механический КПД цилиндрической и конической пары шестерен, $Kn\partial_{\Pi} = 0,985$; $Kn\partial_K = 0,975$; n_{Π} , n_K - число цилиндрических и конических пар шестерен, работающих на одной передаче.

До выполнения расчетов необходимо выбрать схему трансмиссии, ориентируясь на автомобиль - прототип, и определить число цилиндрических пар шестерен, передающих крутящий момент от двигателя на одной передаче. Число конических пар шестерен $n_K = 1$ при продольном расположении двигателя, для поперечного расположения $n_K = 0$.

4.1.3 Расчет и построение теоретической скоростной характеристики двигателя

Исходные данные для расчета:

- номинальная мощность двигателя, N_{eH} кВт;
- частота вращения при номинальной мощности n_h об/мин;
- удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности g_{eh} г/кВт ч.

Зависимость эффективной мощности двигателя от частоты вращения по внешней скоростной характеристике выражается эмпирической формулой

$$N_e = N_{eh} \cdot K_n \cdot [2 + b \cdot (K_n - 1) - K_n^2], \quad (95)$$

где b - эмпирический коэффициент, $b = 1,13$ - дизель с непосредственным впрыском топлива, $b = 1,0$ - карбюраторный двигатель; K_n - относительная частота вращения

$$K_n = n / n_h, \quad (96)$$

Расчет скоростной характеристики выполняется уменьшением относительной частоты вращения с шагом 0,1. Вычисления следует начать со значения K_n равным:

$K_n = 1,0$ - двигатель, снабженный регулятором частоты вращения,

$K_n = 1,2$ - двигатель без регулятора частоты вращения,

Вычисление следует закончить при $K_n = 0,2$.

Крутящий момент двигателя определяется:

$$M_e = 9,55 \cdot \frac{N_e}{n}, \text{ кНм} \quad (97)$$

Зависимость удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения по внешней скоростной характеристике выражается эмпирической формулой:

$$g_e = g_{en} \cdot [K_n \cdot (K_n - c) + c], \text{ г/кВтч}, \quad (98)$$

где g_{en} - удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности (берется из теплового расчета двигателя или принимается, ориентируясь на двигатель – прототип);
 c - эмпирический коэффициент, $c = 1,55$ - дизель, $c = 1,20$ - карбюраторный двигатель.

Часовой расход топлива определяется:

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч} \quad (99)$$

Результаты расчетов оформляются в таблице 13.

Таблица 13. Теоретическая скоростная характеристика двигателя

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
n , об/мин											
N_e , кВт											
M_e , кНм											
g_e , г/кВтч											
G_T , кг/ч											

Внешняя скоростная характеристика двигателя строится на листе формата А4.

4.2. Определение передаточных чисел трансмиссии

4.2.1. Расчет радиуса ведущего колеса

Подбор шин производится по нагрузке, приходящейся на однушину при движении полностью груженого автомобиля с максимальной скоростью

$$F_{III} = \frac{K_{ДЗ} \cdot a_3 \cdot g \cdot m_a}{Z_3}, \quad (100)$$

где $K_{ДЗ}$ - коэффициент динамического перераспределения нагрузки на задние колеса, $K_{ДЗ} = 1,10...1,30$;

a_3 - доля массы, приходящаяся на задние колеса неподвижного автомобиля с полной нагрузкой, $a_3 = 0,48...0,53$ - легковой автомобиль, $a_3 = 0,50...0,60$ - автобус и грузовые автомобили с кабиной над двигателем; $a_3 = 0,75...0,85$ - 3^хосные грузовые автомобили;

Z_3 - число шин задних колес.

В соответствии с ГОСТ 4754 - 80 выбираются шины таким образом, чтобы

$$F_{\max} \geq F_{III}, \quad (101)$$

где F_{\max} - максимально допустимая нагрузка на шину.

Правильность выбора шин следует проверить по эмпирической формуле:

$$F_{доп} = \frac{K_y \times g \times B^2 \times (D_o + B) \times (P_e + 1)}{D_o + 2 \times B}, \text{Н} \quad (102)$$

где K_y - коэффициент удельной грузоподъемности шины, $K_y = 0,0070$ - шины легковых автомобилей и диагональные шины грузовых автомобилей, $K_y = 0,0065$ - радиальные шины грузовых автомобилей, $K_y = 0,0060$ - шины большегрузных автомобилей;

B - ширина шины, мм;

D_o - внутренний диаметр шины, мм;

P_e - давление воздуха в шине, кгс/см².

Должно соблюдаться условие

$$F_{\text{доп}} \geq F_{\text{ш}}.$$

Если приравнять $F_{\text{доп}} = F_{\text{ш}}$ то, пользуясь данной эмпирической формулой, можно определить давление воздуха в шине. Должно соблюдаться условие:

$$P_e \leq P_{e_{\text{max}}} ,$$

где $P_{e_{\text{max}}}$ - максимально допустимое давление воздуха в шине (по ГОСТ 4754-80).

Радиус качения ведущего колеса рассчитывается:

$$R_3 = \frac{0,5 \cdot D_o + B \cdot K_{\text{пп}} \cdot K_{\text{дш}}}{1000}, \text{ м} \quad (103)$$

где $K_{\text{дш}}$ - коэффициент деформации шины, $K_{\text{дш}} = 0,86...0,88$ - легковые автомобили, $K_{\text{дш}} = 0,89...0,91$ - грузовые автомобили; $K_{\text{пп}}$ - коэффициент профильности шины, $K_{\text{пп}} = 0,38...1,0$.

4.2.2. Определение передаточных чисел трансмиссии.

Передаточное число главной передачи определяется из условия движения автомобиля на высшей передаче с максимальной скоростью при определенном скоростном режиме работы двигателя (обычно номинальном):

$$I_o = \frac{\pi \cdot R_3 \cdot n}{30 \cdot I_{km} \cdot v_{\text{макс}}}, \quad (104)$$

где I_{km} - передаточное число коробки на высшей передаче, $I_{km} = 1,0$ - прямая передача, $I_{km} \approx 0,8$ - повышающая передача.

На первой передаче автомобиль должен преодолеть максимальное сопротивление дороги:

$$I_{k1} = \frac{K_{\text{дор макс}} \cdot g \cdot m_a \cdot R_3}{K_{\text{длтр}} \cdot I_o \cdot M_{\text{емакс}}}, \quad (105)$$

Максимальное значение передаточного числа коробки по условию достаточности сцепления ведущих колес с дорогой может достигать значения:

$$I_{kc} = \frac{K_{cu} \cdot g \cdot m_a \cdot a_3 \cdot K_{dB} \cdot R_3}{M_{emax} \cdot I_o \cdot Kn\partial_{TP}}, \quad (106)$$

Коэффициент сцепления на хорошей дороге: $K_{cu} = 0,80...0,90$,

Должно соблюдаться условие

$$I_{k1} < I_{kc}.$$

В случае невыполнения этого условия необходимо увеличить нагрузку на ведущие колеса. Максимально – возможное значение нагрузки на ведущих колесах имеет место у полноприводных автомобилей, когда

$$K_{dB} \cdot a_3 = 1,0.$$

Ряд передаточных чисел коробки передач составляет геометрическую прогрессию:

$$I_{Kn} = I_{K1} \cdot q^{n-1} \quad (107)$$

где n - номер передачи;

q - знаменатель геометрической прогрессии,

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{I_{Km}}{I_{K1}}} \quad (108)$$

При проектировании трансмиссии передаточные числа уточняются в связи с определенным числом зубьев шестерен. Передаточные числа желательно изменять таким образом, чтобы

$$I_{K2}/I_{K1} < I_{K3}/I_{K2} < I_{K4}/I_{K3}.$$

4.3. Расчет и построение тягового, мощностного баланса, динамической характеристики и возможных ускорений автомобиля

4.3.1. Расчет скоростей движения

Скорости движения автомобиля на всех передачах рассчитываются по формуле:

$$\nu = \frac{\pi \cdot R_3 \cdot n}{30 \cdot I_O \cdot I_k}, \quad (109)$$

Значения аргумента n берутся из скоростной характеристики двигателя (см. табл. 13).

Скорости движения заносятся в соответствующие графы итоговой таблицы 14.

4.3.2. Расчет и построение тяговой диаграммы движения

Касательная сила тяги на различных скоростных режимах работы для всех передач определяется:

$$F_K = \frac{M_e \cdot K_{n\partial_{TP}} \cdot I_O \cdot I_K}{R_3}, \quad (110)$$

Значения аргумента M_e берутся из скоростной характеристики двигателя (см. табл. 13).

Сила сопротивления качению рассчитывается:

$$F_f = f_V \cdot g \cdot m_a,$$

где f_V - коэффициент сопротивления качению при определенной скорости движения,

$$f_V = f_o \cdot \left(1 + \frac{13 \cdot V^2}{20000}\right),$$

где f_o - заданное значение коэффициента сопротивления качению.

Сила сопротивления воздуха:

$$F_{возд} = 0,5 \cdot C_x \cdot \rho_B \cdot S_{мид} \cdot v^2, \text{ кН}$$

Силы сопротивления качению и воздуха рассчитываются для значений скоростей движения на высшей передаче. Величины F_K , f_V , F_f , $F_{возд}$ заносятся в соответствующие графы итоговой таблицы 14. На графике тяговой диаграммы движения наносятся – $F_K = f(v)$ для всех передач, $F_f = f(v)$ и $F_f + F_{возд} = f(v)$ (см. расположение графиков на рис. 2). По графику

тягового баланса находим максимальную скорость движения автомобиля v_{\max} на данной дороге.

4.3.3. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля

Динамический фактор на различных скоростных режимах работы двигателя для всех передач определяется:

$$\varDelta = \frac{F_K - F_{\text{соп}}}{g \cdot m_a}, \quad (111)$$

и заносится в соответствующие графы итоговой таблицы 14. На графике динамической характеристики (см. расположение графиков на рис 2.) наносятся кривые динамического фактора и коэффициента сопротивления качению. Обозначьте характерные точки динамической характеристики:

1. v_{\max} - максимальная скорость движения,
2. \varDelta_{\max} - максимальное значение динамического фактора,
3. \varDelta_m - наибольшее значение динамического фактора на высшей передаче,
4. v_{Kmp} , v_{K1} - критическая скорость на высшей и первой передачах,
5. \varDelta_{np} - динамический фактор при наиболее приемлемой скорости движения, $v_{np} = (0,5..0,7) \cdot v_{\max}$,
6. $\varDelta_2, \varDelta_3, \varDelta_4$ - наибольшие значения динамического фактора на промежуточных передачах.

4.3.4. Расчет и построение графика мощностного баланса

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению:

$$N_f = F_f \cdot v, \quad (112)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха:

$$N_{\text{соп}} = F_{\text{соп}} \cdot v,$$

(113)

Мощность, подводимая к ведущим колесам автомобиля:

$$N_K = N_f + N_{\text{возд}}, \quad (114)$$

Мощность, теряемая в трансмиссии:

$$N_{TP} = N_K \cdot \left(\frac{1}{Kn\partial_{TP}} - 1 \right), \quad (115)$$

Расчеты N_f , $N_{\text{возд}}$ и N_{TP} выполняются для скоростей движения автомобиля на высшей передаче и заносятся в соответствующие графы итоговой таблицы 14. На графике мощностного баланса наносятся кривые $N_e = f(v)$ для всех передач, $N_f = f(v)$, $N_K = f(v)$, $N_f + N_K = f(v)$. (см. расположение графиков на рис.2). По графику мощностного баланса находим максимальную скорость движения автомобиля v_{\max} на данной дороге.

4.3.5. Расчет и построение графиков возможных ускорений автомобиля, и величин, обратных ускорениям

Ускорения на различных скоростных режимах работы двигателя для всех передач определяются:

$$J = \left(\frac{\mathcal{D} - f_v}{K_{\text{вр.м}}} \right) \cdot g, \quad (116)$$

где $K_{\text{вр.м}}$ - коэффициент вращающихся масс,

$$K_{\text{вр.м}} = 1,04 + 0,0015 \cdot (I_0 \cdot I_K)^2, \quad (117)$$

Ускорения и величина обратные ускорениям заносятся в соответствующие графы итоговой таблицы 14. На графиках наносятся кривые $J = f(v)$ и $1/J = f(v)$ для всех передач (см. расположение графиков на рис.2).

Таблица 14. Результаты динамического расчета автомобиля

$v1$								
$F_K 1$								
$\mathcal{D} 1$								
$J 1$								

1/J1							
v_2							
$F_K 2$							
$\Delta 2$							
$J2$							
1/J2							
v_3							
$F_K 3$							
$\Delta 3$							
$J3$							
1/J3							
...							
v_m							
F_{Km}							
Δ_m							
J_m							
1/ J_m							
f_V							
N_f							
$N_{возд}$							
N_K							
N_{TP}							

4.4. Характеристики разгона

4.4.1. Расчет и построение графика времени разгона

Определение времени разгона автомобиля рекомендуется произвести графо- аналитическим методом. Время разгона на каком-то участке изменения скорости движения приближенно можно определить:

$$\Delta t \approx \frac{\Delta v}{J_{CP}}, \quad (118)$$

Оно численно будет равно площади криволинейной трапеции, ограниченной осью абсцисс, кривой $1/J$ и двумя ординатами, проведенными из концов отрезка ΔV

$$\Delta t \approx S \cdot \mu_v \cdot \mu_{1/J}, \quad (119)$$

где S - площадь криволинейной трапеции, мм^2 ;

μ_v - масштаб скорости, $\text{м}/\text{с} \text{мм}$;

$\mu_{1/J}$ - масштаб величины, обратной ускорению, $\text{с}^2/\text{м} \text{мм}$.

Суммарное время разгона

$$t_{pas} = \sum \Delta t, \quad (120)$$

Время, затрачиваемое на переключение передач, не учитывается, так как оно в значительной степени зависит от субъективных качеств водителя. Так же из рассмотрения исключается время пробуксовки сцепления автомобиля. Поэтому считаем, что разгон автомобиля начинается со скорости v_{min} соответствующей движению автомобиля на первой передаче при минимально-устойчивой частоте вращения коленчатого вала двигателя:

$$v_{min} = \frac{\pi \cdot R_3 \cdot n_{min}}{30 \cdot I_0 \cdot I_{K1}}, \quad (121)$$

При максимальной скорости движения ускорение автомобиля $J = 0$, а, следовательно, $1/J = \infty$. Поэтому расчет и построение графика времени разгона следует вести до $v = 0,95 \cdot v_{max}$. Площадь, ограниченную осью абсцисс, кривыми $1/J$ для всех передач и ординатами v_{min} и $0,95 \cdot v_{max}$ следует разбить на несколько криволинейных трапеций соответственно числу передач. Ординаты проводятся через точки пересечения кривых $1/J$ предшествующих передач. Каждую криволинейную трапецию дополнительно разбивают на 3...4 части, находят площади трапеций, рассчитывают время разгона на каждом участке и суммарное время разгона. Результаты расчетов оформляются в таблице 15.

Таблица 15. Время разгона автомобиля

v , м/с							
S , мм ²							
Δt , с							
t_{pas} , с							

v - скорость конца участка,

S - площадь криволинейной трапеции,

Δt - время разгона на одном участке,

t_{pas} - время разгона нарастающим итогом.

По полученным данным строится график времени разгона автомобиля (см. расположение графиков на рис. 2).

4.4.2. Расчет и построение графика пути разгона

Путь разгона автомобиля рекомендуется определить графоаналитическим методом. Считая за достаточно малый промежуток времени скорость автомобиля величиной постоянной, путь разгона определится:

$$\Delta L = v \cdot \Delta t, \quad (122)$$

т.е. он численно равен площади криволинейной трапеции, ограниченной осью ординат, кривой $t_{pas} = f(v)$ и двумя абсциссами, проведенными из концов отрезка Δt

$$\Delta L = S \cdot \mu_v \cdot \mu_t, \quad (123)$$

где S - площадь криволинейной трапеции, мм²;

μ_v - масштаб скорости, м/с мм;

μ_t - масштаб времени, с/мм

Суммарный путь разгона:

$$L_{pas} = \sum \Delta L \quad (124)$$

Рекомендуется время разгона автомобиля от v_{min} до $0,95 \cdot v_{max}$ разбить не менее чем на десять участков, при этом величину Δt следует увеличивать по мере роста скорости движения. Для каждого участка находят площадь

трапеции, рассчитывают путь разгона и суммарный путь разгона. Результаты расчетов оформляются в таблице 16.

Таблица 16. Путь разгона автомобиля

v , м/с							
S , мм ²							
ΔL , м							
$L_{раз}$, м							

v - скорость конца участка,

S - площадь криволинейной трапеции,

ΔL - путь разгона на одном участке,

$L_{раз}$ - путь разгона нарастающим итогом.

Правильность построения графика пути разгона автомобиля проверяется неравенством $\frac{L_1}{v_1} > 0,5 \cdot v_1$.

По полученным данным строится график пути разгона автомобиля (см. расположение графиков на рис.2).

4.5. Оценка топливной экономичности автомобиля

Топливная экономичность автомобиля оценивается расходом топлива в литрах на 100 км пройденного пути. Удельный путевой расход топлива определяется:

$$q_{п} = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot v \cdot \rho_T}, \text{ л/100 км} \quad (125)$$

где ρ_T - плотность топлива, $\rho_T = 0,725$ кг/л - бензин, $\rho_T = 0,825$ кг/л -

дизельное топливо;

N_e - мощность, развиваемая двигателем при движении с заданной скоростью (определяется по графику мощностного баланса);

g_e - удельный эффективный расход топлива двигателем на данном скоростном и нагрузочном режиме,

$$g_e = g_{ec} \cdot \left[a1 \cdot \left(\frac{N_e}{N_{ec}} \right)^2 - a2 \cdot \frac{N_e}{N_{ec}} + a3 \right], \quad (126)$$

где g_{ec} - удельный эффективный расход топлива по внешней скоростной характеристике двигателя для заданного скоростного режима (скорости движения);

N_{ec} - эффективная мощность двигателя по внешней скоростной характеристике для заданного скоростного режима (скорости движения);

a1 , a2, a3- эмпирические коэффициенты,

	a1	a2	a3
карбюраторный двигатель	2,911	4,558	2,668
дизель	2,054	2,839	1,760

При выполнении курсового проекта необходимо рассчитать удельный путевой расход топлива автомобиля с полной загрузкой на заданной дороге при движении с:

1. Максимальной скоростью v_{max} ,
2. Наиболее приемлемой скоростью, $v_{np} = (0,5...0,7) \cdot v_{max}$.

4.6. Анализ динамических качеств автомобиля

Анализируя результаты динамического расчета автомобиля необходимо:

1. Оценить соответствие расчетных параметров проектируемого автомобиля заданию на проектирование.
2. Сравнить параметры проектируемого автомобиля с автомобилем - прототипом.
3. Используя тяговую диаграмму движения оценить возможность работы автомобиля с прицепом и найти полную массу прицепа при движении с наиболее приемлемой скоростью.
4. Используя динамическую характеристику автомобиля определить:

- максимальный угол подъема, преодолеваемый автомобилем,
 - угол подъема, преодолеваемый автомобилем на первой и высшей передаче.
 - угол подъема, преодолеваемый автомобилем при наиболее приемлемой скорости движения,
 - критическую скорость автомобиля на высшей и первой передаче.
5. Оценить динамику разгона автомобиля.
6. Оценить топливную экономичность автомобиля.

Приложение 4

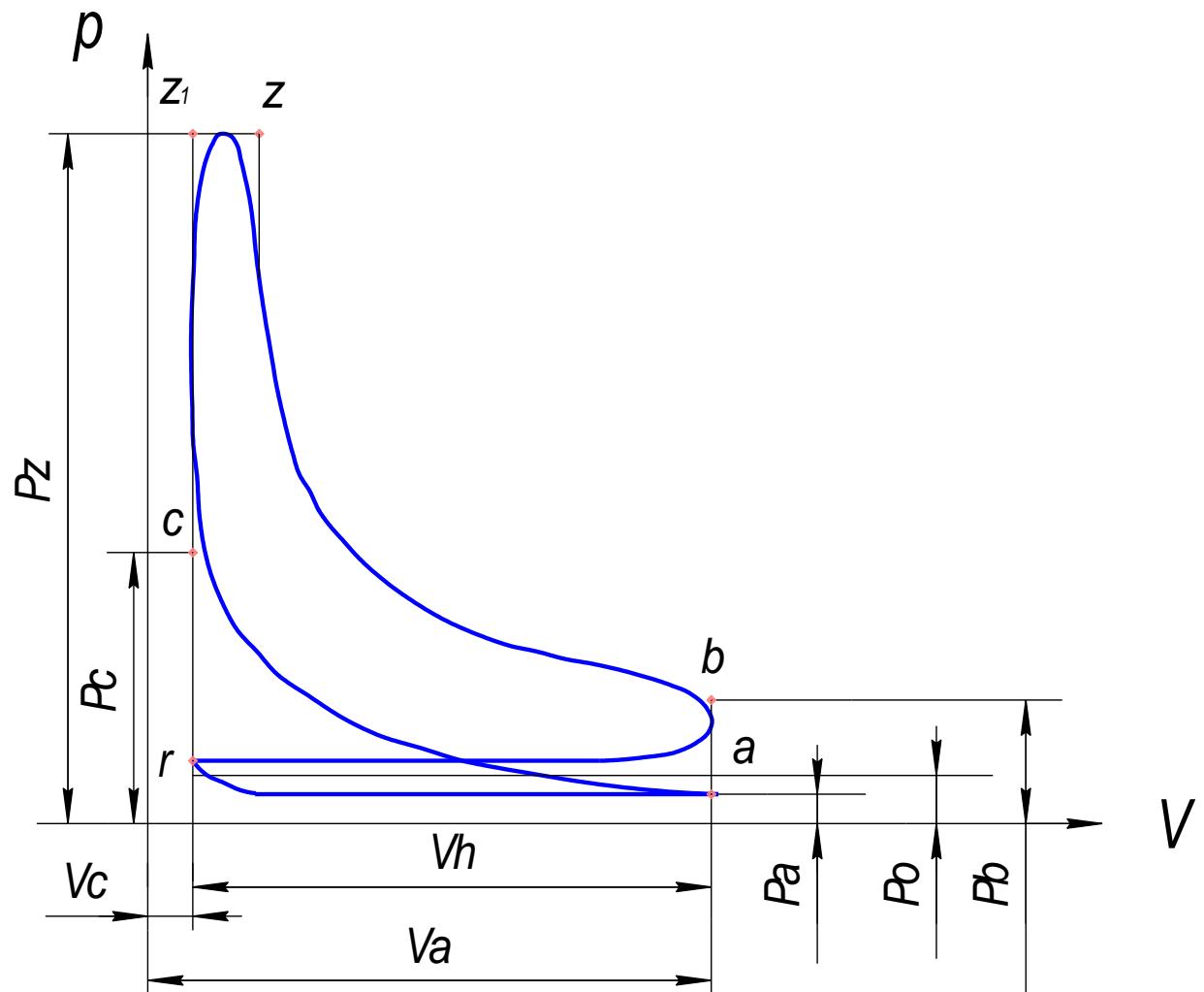


Рис. 1. Индикаторная диаграмма в pV координатах

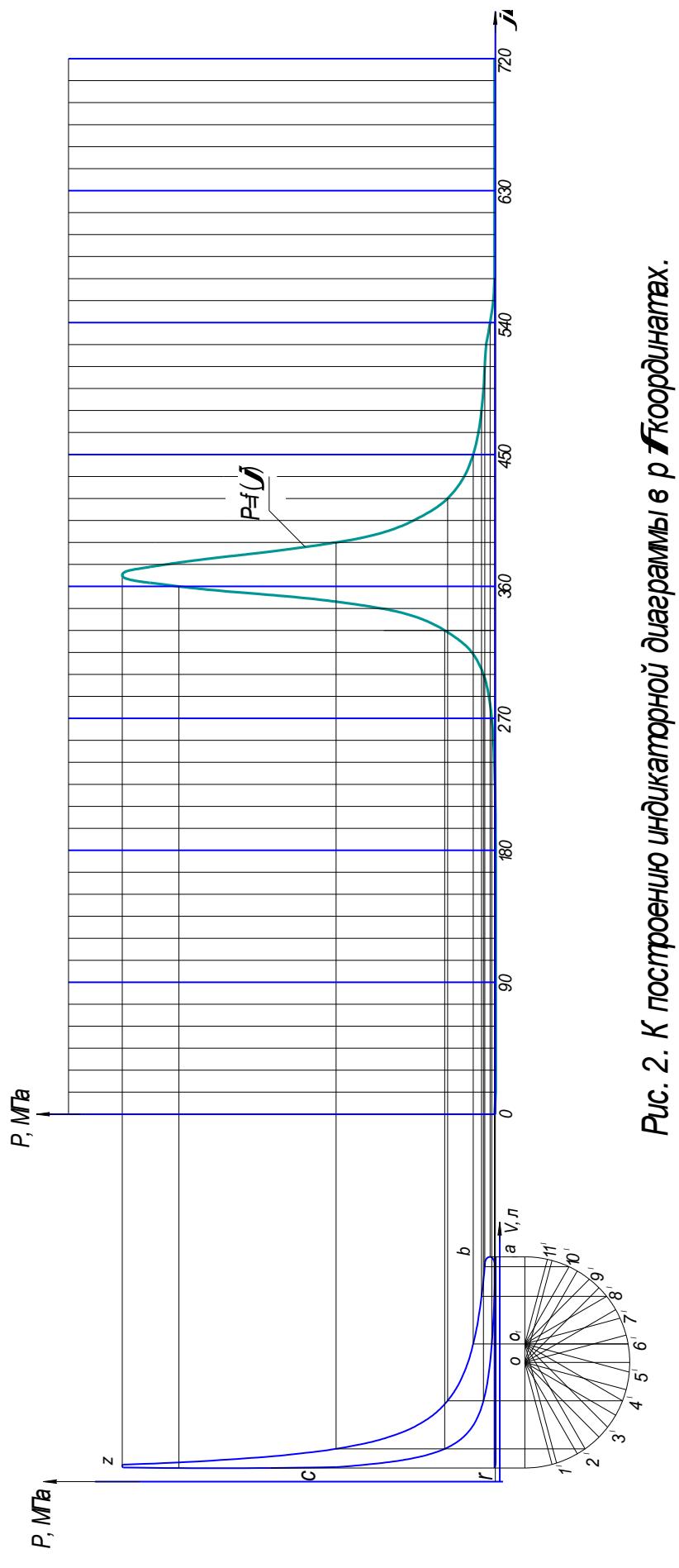


Рис. 2. К построению индикаторной диаграммы в $P-J$ -координатах.

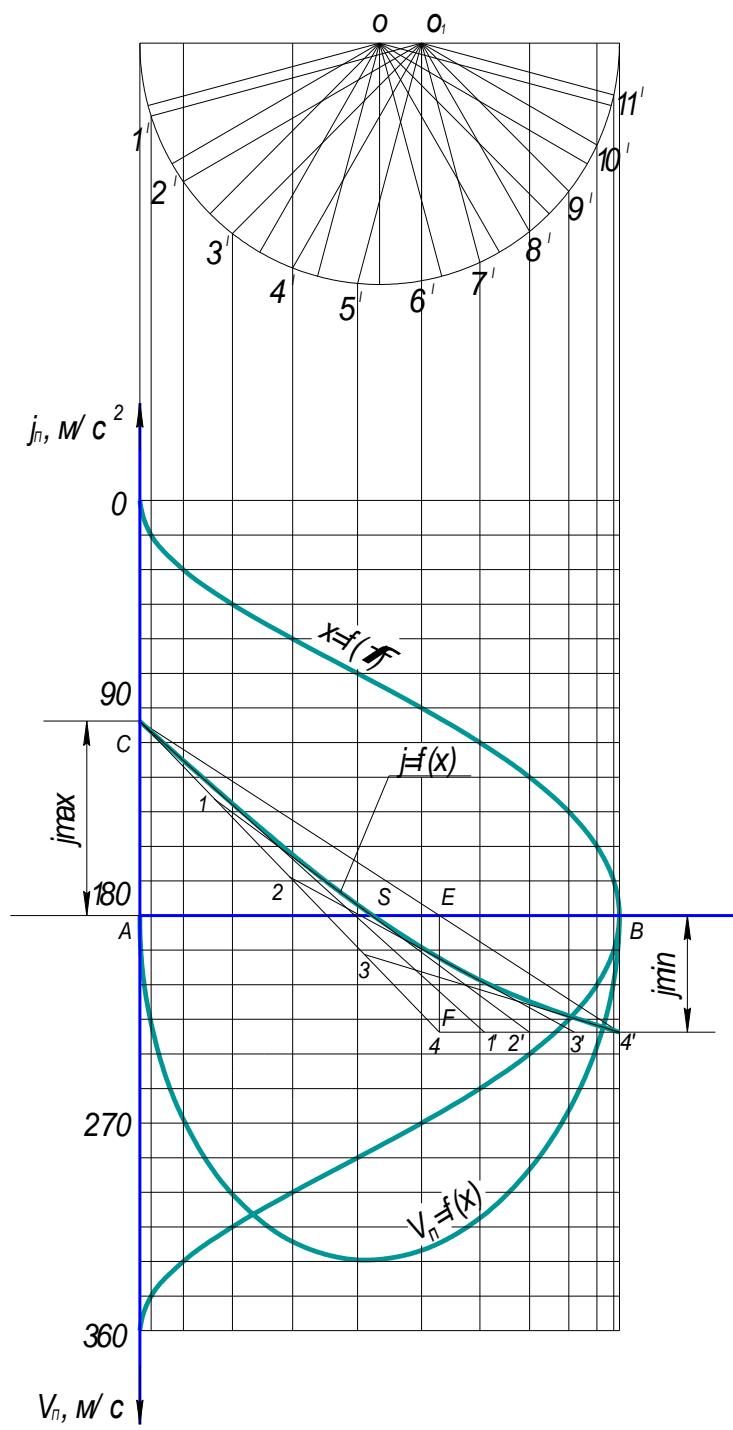


Рис. 3. Графики перемещения, скорости и ускорения поршня

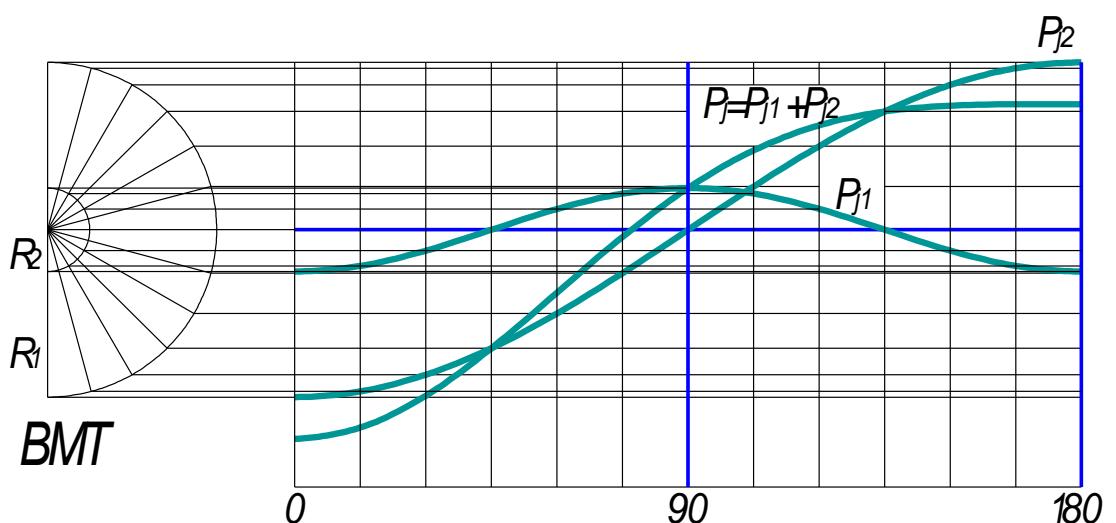


Рис.4 К построению графика сил инерции

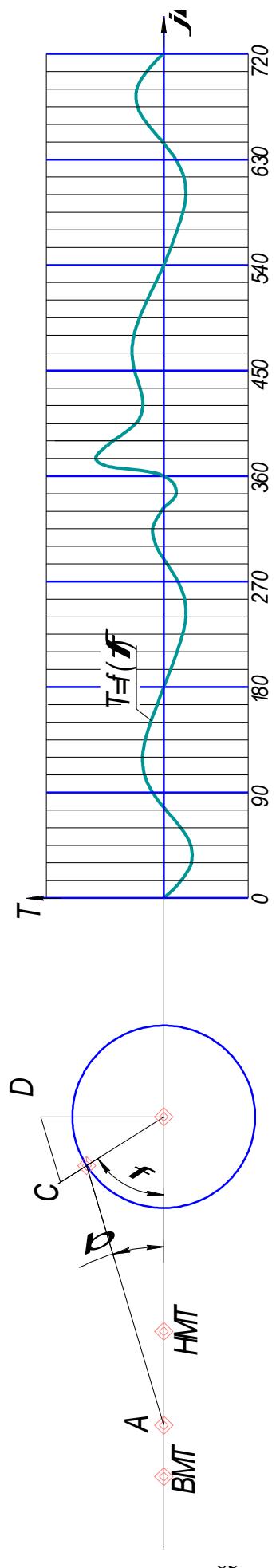


Рис. 5. К построению графика тангенсальных сил

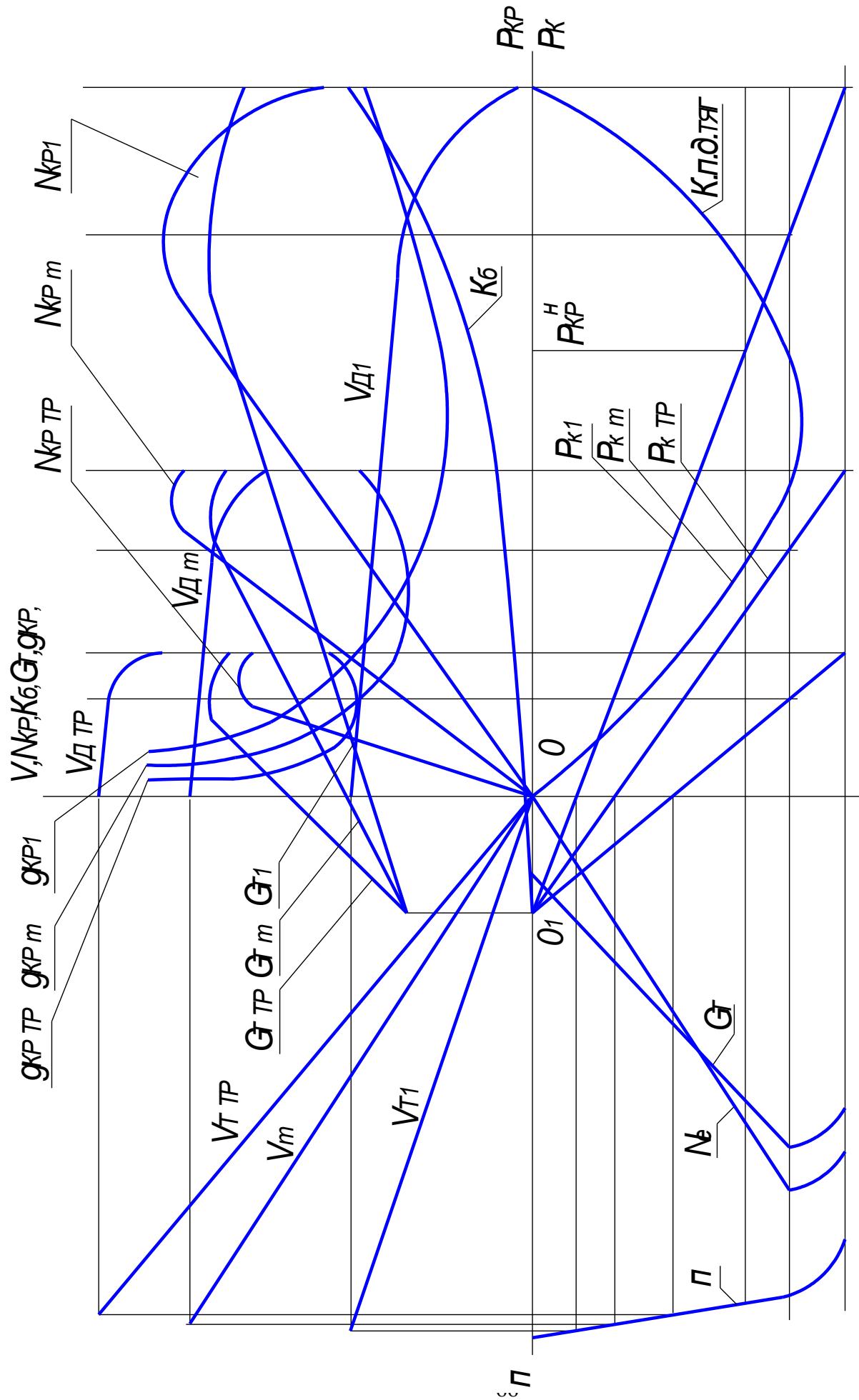
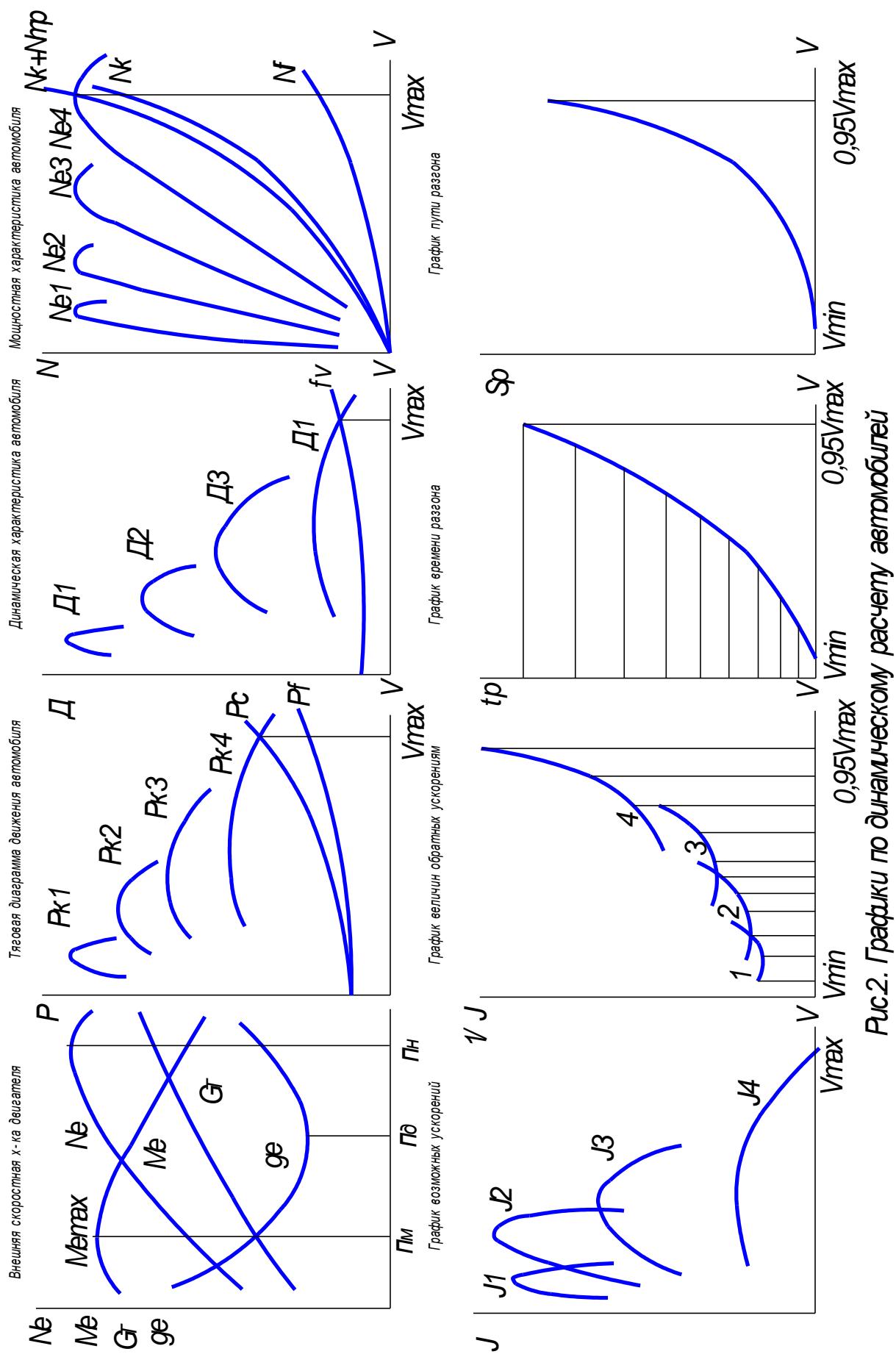


Рис. 1 К построению газовой характеристики трактора



Приложение 1

Параметры	Марки тракторов						
	Т-70С	ДТ-75	ДТ-75М	Т-4М	Т-100М	Т-150	Т-130
Тяговый класс трактора	2	3	3	4	6	3	6
Расчетная мощность двигателя, кВт	51,5	55,1	66,1	80,9	79,4	110,3	117,7
Расчетная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин-1	2100	1700	1750	1600	1070	2000	1250
Конструктивная масса трактора, кг	4400	5800	6250	7000	11400	7030	14320
Продольная база трактора, мм	1895	2546	2546	2460	2375	2870	2478
Радиус начальной окружности ведущей звездочки, мм	320	355	355	385	424	379	424
Расчетный удельный эффективный расход топлива, г/кВтч	252	252	252	245	240	252	245
Степень сжатия ε	16	17	16	16	14	15	14
Диаметр/ход поршня D/S , мм	110/125	120/140	130/140	130/140	145/205	130/115	145/205
Передаточное число главной и конечной передач	22,45	21,04	21,04	25,06	16,40	14,94	16,21
Число цилиндрических пар шестерен работающих на одной передаче	5	5	5	4	5	4	5

2. Техническая характеристика колесных тракторов

Параметры	Т-16М	Т-25А	Т-40М	Т-40АМ	МТЗ-80	МТЗ-82	МТЗ-100	МТЗ-102	К-701	Т-150К
Тяговый класс трактора	0,6	0,6	0,9	0,9	1,4	1,4	1,4	1,4	5	3
Колесная схема	4×2	4×2	4×2	4×4	4×2	4×4	4×2	4×4	4×4	4×4
Расчетная мощность двигателя, кВт	18,4	18,4	37	37	58,8	58,8	73,5	73,5	198,6	121,3
Расчетная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин-1	1600	1700	1800	1800	2200	2200	2600	2600	1900	2100
Конструктивная масса трактора, кг	1400	1500	2610	2790	3160	3370	3375	3555	12500	7275
Продольная база трактора, мм	2500	1700	2145-2160	2145-2160	2370	2145-2160	2500	2570	3200	2860
Радиус ведущих колес, мм	590	590	710	710	725	725	750	750	780	700
Расчетный удельный эффективный расход топлива, г/кВтч	254	256	252	252	252	252	248	248	265	252
Степень сжатия ε	16	16,5	16,5	16,5	16	16	16	16	16,5	15
Диаметр/ход поршня D/S , мм	105/120	105/120	105/120	105/120	110/125	110/125	110/125	110/125	130/140	130/115
Передаточное число главной и конечной передач	13,70	16,5	16,27	16,27	18,13	18,13	17,79	17,79	17,5	20,38
Число цилиндрических пар шестерен работающих на одной передаче	2	4	4	4	3	3	3	3	4	5

1. Основная техническая характеристика легковых автомобилей

Марка автомобиля	Число мест	Собственная масса, кг	Максимальная скорость, км/ч	Максимальная мощность, кВт	Номинальная частота вращения мин ⁻¹	Шины/ давление воздуха, кгс/см ²	Контр расход топлива л/100км
ЗАЗ-968М	4	840	118	31,2	4400	155-330/1,7	6,6
ВАЗ-2101	5	955	145	47	5600	155-330/1,8	8,0
ВАЗ-2105	5	995	145	50,7	5600	165-R13/1,9	7,3
ВАЗ-2106	5	1045	154	58,8	5600	165-R13/1,9	8,5
ВАЗ-2107	5	1030	152	56,6	5700	165-R13/1,9	7,4
ВАЗ-2121	4-5	1150	132	58,8	5400	175-406/1,7	9,9
Москвич 2136	5	1095	115	36,8	4750	175-330/2,1	9,0
Москвич 2140	4-5	1045	142	55,2	5800	165-330/1,7	7,4
ИЖ-21251	4-5	1100	142	55,2	5800	165-R13/1,7	8,3
ГАЗ-24	5	1420	147	69,9	4500	185-355/1,7	10,5
ГАЗ-3102	5	1470	152	77,2	4750	205/70R14 2,0	8,5
УАЗ-469	7	1650	100	55,2	4000	215-380/1,9	10,6

2. Основная техническая характеристика автобусов

Марка автомобиля	Число мест сид./ общ.	Собственная масса, кг	Максимальная скорость, км/ч	Максимальная мощность, кВт	Номинальная частота вращения мин ⁻¹	Шины/ давление воздуха, кгс/см ²	Контр. расход топлива л/100км
------------------	-----------------------	-----------------------	-----------------------------	----------------------------	--	---	-------------------------------

Марка автомобиля	Грузоподъемность, кг	Собственная масса, кг	Максимальная скорость, км/ч	Максимальная мощность, кВт	Номинальная частота вращения мин ⁻¹	Шины/ давление воздуха, кгс/см ²	Контр. Расход топлива л/100км
ИЖ-27151	400	1050	115	55,2	5800	165R13/1,7	9,2
ЕрАЗ-762В	1150	1475	110	55,4	4000	7,0-15/2,5	12
УАЗ-452Д	800	1670	95	55,2	4000	8,4-15/2,2	13
ГАЗ-52-04	2500	2520	70	55,2	2900	220-508/5,0	20
ГАЗ-53А	4000	3250	80	84,6	3200	240-508/5,3	24
ЗИЛ-130-76	6000	4300	90	110,3	3100	260-508Р/ 6,5	29
ЗИЛ-133Г2	10000	6875	80	110,3	3200	260-508Р/ 5,2	48,3
Урал-375	7500	7225	75	132,4	3200	1100×400- 533/3,6	45
КамАЗ-5320	8000	7080	80	154,4	2600	260-508Р/ 5,0	26

УАЗ-452В	10	1870	95	55,2	4000	8,4-15/2,2	13
РАФ-2203	11	1750	120	70,2	4500	185P15/3,7	10,8
КАВЗ-685	21/28	4080	80	84,6	3200	8,25-20/4,3	19,6
ПАЗ-672	23/37	4535	80	84,6	3200	8,25-20/4,3	24
ПАЗ-3201	26/26	4860	80	84,6	3200	8,25-20/3,0	25,4
ЛАЗ-695Н	34/67	6850	80	110,3	3200	280-508/5,3	35
ЛАЗ-697Р	33	7550	85	110,3	3200	280-508/5,3	35
ЛАЗ-699Р	41	8896	102	132,4	3200	280-508Р/6,6	41
ЛАЗ-4202	25/69	8600	75	132,4	2600	280-508Р/7,5	19
ЛАЗ-677	25/80	8380	70	132,4	3200	280-508Р/ 6,75	39

3. Основная техническая характеристика грузовых автомобилей

КамАЗ-53212	10000	8200	80	154,4	2600	260-508Р/6,0	27
МАЗ-5335	8000	6725	85	132,4	2100	300-508Р/6,75	23,8
МАЗ-53352	8400	7450	85	194,9	2100	300-508Р/6,75	28
КраЗ-257	12000	10270	68	176,5	2100	320-508/5,0	38
ГАЗ-66-02	2000	3640	90	84,6	3200	12,0-18/2,8	24
ЗИЛ-157К	5000	5540	60	80,9	2800	12,0-18/3,5	38,5
ЗИЛ-131	5000	6460	80	110,3	3200	12,0-18/3,0	40
Урал-375Д	5000	7800	75	132,4	3200	370-508/3,2	46
Урал375Н	7000	7700	75	132,4	3200	370-508/3,6	45
КрАЗ-255Б1	7500	11690	71	176,5	2100	1300×530-533/ 3,5	35
КрАЗ-260	9000	12775	80	220,6	2100	1300×530-533/ 3,8	34

2.4 Пример выполнения задания

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Инженерный факультет
Кафедра «Технического сервиса»

ДОМАШНЕЕ ЗАДАНИЕ

по дисциплине «Трактора и автомобили»

На тему: Тепловой и динамический расчет двигателя №1.
Тяговый расчет трактора №2. Динамический расчет автомобиля
Вариант №4

Выполнил: студент __ бАГРОИНЖ01тсер

_____.

Проверил: доцент _____ В.Н.Алексеев

Оренбург 2018

Задание
по дисциплине тракторы и автомобили на тему:
«Тепловой и динамический расчет ДВС. Тяговый расчет трактора.
Динамический расчет автомобиля. Вариант № ____»
студента(ки) _____ группы, _____ курса _____.

В зависимости от конструкции ходового аппарата буксование трактора не должно превышать:

колесные тракторы $4 \times 2 \delta_{\text{доп}} \leq 0,18$;

колесные тракторы $4 \times 4 \delta_{\text{доп}} \leq 0,16$;

гусеничные тракторы $\delta_{\text{доп}} \leq 0,05$;

Агротехнический фон	
Грунтовая сухая дорога	
Целина, плотная залежь	
Стерня колосовых	+
Поле, подготовленное под посев	

Тип трактора	с.х. назначения
Тип движителя	Гусеничный
Тяговый класс трактора, $P_{\text{крн}}$	20 кН
Действительная номинальная скорость трактора, $V_{\text{дн}}$	2,4 м/с
Количество передач трактора, m	5
Действительная транспортная скорость трактора, $V_{\text{дтр}}$	5,8 м/с
Коэффициент эксплуатационной загрузки двигателя трактора, K_g	0,85

Динамический расчет автомобиля

$K_{\text{гр}}$ -коэффициент грузоподъемности автомобиля;

$K_{\text{гр}} = 0,25 \dots 0,45$ – легковой автомобиль;

$K_{\text{гр}} = 0,45 \dots 0,90$ – автобус;

$K_{\text{гр}} = 0,90 \dots 1,20$ – грузовой автомобиль;

Тип автомобиля	грузовой
Вместимость	5 т
Коэффициент сопротивления качению, f_o	0,016
Максимальная скорость движения, V_{max}	26 м/с
Максимальное значение приведенного коэффициента дорожного сопротивления, Ψ_{max}	0,44
Число передач, m	5

Задание составил
доцент кафедры «Технического сервиса»

В.Н.Алексеев

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

1. ТЯГОВЫЙ РАССЧЕТ ТРАКТОРА	
1.1 Расчет эксплуатационной массы трактора, номинальной мощности двигателя и теоретической регуляторной характеристики двигателя	
1.1.1. Определение эксплуатационной массы трактора	
1.1.2. Расчет номинальной мощности двигателя	
2.ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ	
2.1. Расчет процессов газообмена.....	
2.1.1. Определение давления и температуры остаточных газов.....	
2.2. Расчет давления в конце впуск	
2.3. Расчет коэффициента остаточных газов	
2.4. Расчет температуры в конце впуска и коэффициента	
наполнения.....	
2.5. Расчет процесса сжатия	
2.6. Термохимический расчет процесса сгорания.....	
2.7. Термодинамический расчет процесса сгорания.....	
2.8. Расчет процесса расширения	
2.9. Расчет индикаторных показателей двигателя	85
2.10. Расчет эффективных показателей двигателя	
2.11. Расчет основных размеров двигателя	
ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ПО ТЕПЛОВОМУ И	
ДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ДВИГАТЕЛЯ	
3.1. Индикаторная диаграмма в рV координатах	
3.2. Индикаторная диаграмма в координатах рφ	
3.3. Диаграммы перемещения, скорости и ускорения поршня.....	
3.4. Диаграмма сил инерции	91
3.5. Суммарные силы, действующие на поршень	
3.6. Диаграмма тангенциальных сил и суммарного крутящего	
4. ТЯГОВЫЙ РАССЧЕТ ТРАКТОРА	
4.1 Расчет эксплуатационной массы трактора, номинальной мощности двигателя и теоретической регуляторной характеристики двигателя	
4.1.1. Определение эксплуатационной массы трактора	

4.1.2.	Расчет номинальной мощности двигателя
4.1.3.	Расчет и построение теоретической характеристики двигателя при работе на регуляторе.....
4.2.	Расчет передаточных чисел трансмиссии и текущих значений силы тяги на крюке.....
4.2.1.	Определение радиуса ведущего колеса
4.2.2.	Определение передаточных чисел трансмиссии.....
4.2.3.	Расчет текущих значений силы тяги на крюке.....
4.3.	Расчет и построение теоретической тяговой характеристики
4.3.1.	Построение теоретической регуляторной характеристики..... двигателя
4.3.2.	Построение лучей касательной силы тяги.....
4.3.3.	Построение зависимости буксования от силы тяги на крюке
4.3.4.	Построение лучей теоретических скоростей движения.....
4.3.5.	Построение зависимости действительной скорости..... движения от силы тяги на крюке
4.3.6.	Построение зависимости тяговой мощности от силы тяги
4.3.7.	Построение зависимости мгновенного расхода топлива
4.3.8.	Построение зависимости удельного тягового расхода..... топлива от силы тяги на крюке
4.3.9.	Построение зависимости тягового КПД от силы тяги на крюке.....
4.4.	Анализ тяговых качеств трактора.....
5. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ	
5.1.	Определение массы автомобиля, мощности двигателя и расчет
	скоростной характеристики двигателя.....
5.1.1.	Определение полной массы автомобиля
5.1.2.	Определение мощности двигателя
5.1.3.	Расчет и построение теоретической скоростной..... характеристики двигателя
5.2.	Определение передаточных чисел трансмиссии.....
5.2.1.	Расчет радиуса ведущего колеса.....
5.2.2.	Определение передаточных чисел трансмиссии.....

5.3. Расчет и построение тягового, мощностного баланса, динамической характеристики и возможных ускорений автомобиля
5.3.1. Расчет скоростей движения.....
5.3.2. Расчет и построение тяговой диаграммы движения.....
5.3.3. Расчет и построение динамической характеристики.....
автомобиля.....
5.3.4. Расчет и построение графика мощностного баланса.....
5.3.5. Расчет и построение графиков возможных ускорений автомобиля,
и величин, обратных ускорениям
5.4. Характеристики разгона
5.4.1. Расчет и построение графика времени разгона
5.4.2. Расчет и построение графика пути разгона
5.5. Оценка топливной экономичности автомобиля.....
5.6. Анализ динамических качеств автомобиля

ВВЕДЕНИЕ

Индивидуальное домашнее задание выполняется с целью углубления и закрепления знаний, приобретения навыков обеспечивающих эффективное использование тракторов и автомобилей в АПК в соответствии с агротехническими, потребительскими и экологическими требованиями.

С помощью теоретической тяговой характеристики, которую строят после тягового расчета, определяют основные показатели трактора во всем диапазоне его тяговых условий и скорости движения.

Тяговая характеристика, построенная для определенного почвенного фона, является паспортом трактора и позволяет оптимально агрегатировать с сельскохозяйственными машинами и выявлять эффективность его использования.

Общей задачей динамического расчета является определение основных динамических и экономических параметров автомобиля и двигателя при изменении нагрузочных и скоростных режимов его работы, динамических показателей при разгоне, расчет топливной экономичности автомобиля.

1. ТЯГОВЫЙ РАССЧЕТ ТРАКТОРА

Исходные данные для тягового расчета.

1. Тип трактора универсально пропашной

2. Тип движителя гусеничный

3. Номинальная сила тяги на крюке, $P_{\text{крн}} = 40 \text{ кН}$.

4. Действительная скорость движения агрегата при номинальной силе тяги на крюке,

$$V_{\text{дн}} = 2,2 \text{ м/с.}$$

5. Число основных передач $m = 8$

6. Действительная скорость движения агрегата при работе на транспорте, $V_{\text{дн}} = 5,4 \text{ м/с}$

7. Коэффициент эксплуатационной загрузки двигателя $K_{\text{ЭЗ}} = 0,85$.

1.1 Расчет эксплуатационной массы трактора, номинальной мощности двигателя и теоретической регуляторной характеристики двигателя

1.1.1. Определение эксплуатационной массы трактора

Различают конструктивную (сухую) массу трактора m_k и эксплуатационную (полную) $m_{\text{Э}}$. Конструктивная масса должна обеспечивать прочность и долговечность конструкции трактора, эксплуатационная - необходимые тягово-цепные качества.

$$m_{\text{Э}} = \frac{K_{\text{ВП}} \cdot P_{\text{крн}}}{(K_{\text{сцеп}} \cdot K_{\text{нвк}} - K_{\text{xa}} \cdot f) \cdot g},$$

где $K_{\text{ВП}}$ - коэффициент возможной перегрузки, $K_{\text{ВП}} = 1,25$; $K_{\text{сцеп}}$ - коэффициент сцепления при допустимом буксовании, $K_{\text{сцеп}} = 0,773$ - гусеничный движитель стерня колосовых; $K_{\text{нвк}}$ - коэффициент нагрузки ведущих колес, $K_{\text{нвк}} = 1$ - гусеничный движитель; K_{xa} - коэффициент, показывающий долю сопротивления качению, обусловленную деформацией опорной поверхности, $K_{\text{xa}} = 0,5$ гусеничный движитель; f - коэффициент сопротивления качению, $f = 0,09$ гусеничный движитель стерня колосовых; g - ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

$$m_{\vartheta} = \frac{1,25 \cdot 40}{(0,773 \cdot 1 - 0,5 \cdot 0,09) \cdot 9,81} = 7,00 \text{ т}$$

Конструктивную массу можно принять, ориентируясь на показатели современных тракторов того же тягового класса. С достаточной для учебных расчетов точностью можно принять, что за счет водителя, инструмента, топлива, смазочных материалов и т.п. масса трактора увеличивается на 7,0... 10,0%. Недостаток эксплуатационной массы восполняется применением балласта, навешиваемого на ведущие колеса.

$$m_K = \frac{m_{\vartheta}}{1,1} = \frac{7,00}{1,1} = 6,36(36)$$

1.1.2. Расчет номинальной мощности двигателя

Номинальная мощность двигателя определяется из условия равномерного движения на горизонтальном поле с номинальной силой тяги на крюке и действительной скоростью движения в определенных почвенных условиях при допустимом буксовании.

$$N_{en} = \frac{(P_{kph} + P_f) \cdot V_{dh}}{(1 - K_{\delta don}) \cdot Kn\partial_{TP} \cdot K_{\vartheta 3}}$$

где P_f - сила сопротивления качения, $P_f = m_{\vartheta} \cdot f \cdot g = 7 \cdot 0,09 \cdot 9,81 = 6,18$ кН; $Kn\partial_{TP}$ - механический КПД трансмиссии,

$$Kn\partial_{TP} = Kn\partial_X \cdot Kn\partial_{\Pi}^{n\Pi} \cdot Kn\partial_K,$$

здесь $Kn\partial_X$ - механический КПД трансмиссии, учитывающий потери холостого хода, $Kn\partial_X = 0,96$; $Kn\partial_{\Pi}$, $Kn\partial_K$ - механический КПД цилиндрической и конической пары шестерен, $Kn\partial_{\Pi} = 0,985$; $Kn\partial_K = 0,975$; n_{Π} , - число цилиндрических пар шестерен, работающих на одной передаче, $n_{\Pi} = 4$.

$$Kn\partial_{TP} = 0,96 \cdot 0,985^4 \cdot 0,975 = 0,881$$

$$N_{en} = \frac{(40 + 6,18) \cdot 2,2}{(1 - 0,05) \cdot 0,881 \cdot 0,85} = 142,81 \text{ кВт}$$

По результатам расчетов номинальной мощности двигателя для трактора определить двигатели-прототипы, основные технические параметры которых занести в таблицу 1.

Таблица 1. Основные технические параметры

п/п	Наименование параметра	Трактор прототип Т-4М	Расчетный
	Назначение двигателя	тракторны	тракторны

		й	й
2	Тип двигателя	дизель	дизель
3	Тактность двигателя	4	4
4	Номинальная мощность, кВт	80,9	142,81
5	Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин $^{-1}$	1600	1600

2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Степень сжатия

Степень сжатия ε в первую очередь зависит от способа смесеобразования и рода топлива, а также от быстроходности двигателя, наличия наддува и других факторов.

ε принимаем равной 15,8

Параметры заряда на впуске.

При работе двигателя без наддува в цилиндр поступает воздух из атмосферы. В этом случае в качестве параметров исходного состояния заряда на впуске принимаются давление и температура окружающей среды, соответственно равные $p_0 = 0,1$ МПа и $T_0 = 293$ К.

При расчете рабочего цикла двигателя с наддувом за исходные параметры принимаются давление p_κ и температура T_κ на выходе из компрессора, а при наличии промежуточного холодильника - за холодильником.

В настоящее время на двигателях тракторов используется низкий или средний наддув.

Температура воздуха после компрессора T_κ , К:

$$T_\kappa = T_o \cdot \left(\frac{p_\kappa}{p_o} \right)^{\frac{n_\kappa - 1}{n_\kappa}},$$

где n_κ - показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре. В зависимости от типа компрессора значение n_κ принимаем равным 1,5

$$T_\kappa = 293 \cdot \left(\frac{0,14}{0,1} \right)^{\frac{1,5-1}{1,5}} = 327,775 \text{ К}$$

2.1. Расчет процессов газообмена

2.1.1. Определение давления и температуры остаточных газов

Процессы газообмена включают очистку цилиндра от продуктов сгорания и наполнения цилиндра свежим зарядом.

$$p_{rh} = (0,75 \div 0,98) \cdot p_k = 0,76 \cdot 0,14 = 0,1064 \text{ МПа}$$

Температура остаточных газов.

T_r принимаем равной 820 К

Температура подогрева свежего заряда.

ΔT_u принимаем (-5) °C

2.2. Расчет давления в конце впуска

Давление в конце впуска P_a (МПа) определяется исходя из потерь во впускной системе:

$$P_a = p_k - \Delta p_a,$$

где Δp_a - потери давления во впускной системе.

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{en}) \cdot \frac{\omega_{en}^2 \cdot \rho_k}{2} \cdot 10^{-6},$$

где β - коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра, ξ_{en} - коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению; ω_{en} - средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы, м/с; ρ_k - плотность заряда на впуске, кг/м³.

По опытным данным в современных двигателях на номинальном режиме работы $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5 \div 4,0$ принимаем 3 и $\omega_{en} = 50 \div 130$ м/с. принимаем 80

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_e \cdot T_k},$$

где R_e - удельная газовая постоянная воздуха, $R_e = 287$ Дж/(кг К);

$$\rho_k = \frac{0,14 \cdot 10^6}{287 \cdot 327,78} = 1,48822$$

$$\Delta p_a = 2,5 \cdot \frac{80^2 \cdot 1,488}{2} \cdot 10^{-6} = 0,011905 \text{ МПа}$$

$$p_a = 0,14 - 0,0119 = 0,128 \text{ МПа}$$

2.3. Расчет коэффициента остаточных газов

Коэффициент остаточных газов γ_r характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания. Коэффициент остаточных газов для четырехтактных двигателей (*c учетом продувки и дозарядки цилиндра*):

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{oq} \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{dos} \cdot p_a - \varphi_{oq} \cdot p_r};$$

При определении γ_{rn} на номинальном режиме работы двигателя с учетом дозарядки можно принять $\varphi_{dos} = 1,07 \div 1,12$, что вполне можно получить при подборе угла опаздывания закрытия впускного клапана в пределах $30 \div 60^\circ$ поворота коленчатого вала, принимаем $\varphi_{dos} = 1,1$

Коэффициент очистки φ_{oq} принимаем равным единице ($\varphi_{oq} = 1$).

$$\gamma_r = \frac{327,775 - 5}{820} \cdot \frac{1 \cdot 0,1064}{15,8 \cdot 1,1 \cdot 0,128 - 1 \cdot 0,1064} = 0,01975$$

2.4. Расчет температуры в конце впуска и коэффициента наполнения

Температура в конце впуска T_a определяется:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{327,775 - 5 + 0,01975 \cdot 820}{1 + 0,01975} = 332,4091 \text{ К}$$

Для четырехтактных двигателей коэффициент наполнения η_v с учетом продувки и дозарядки цилиндра равен:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} \cdot (\varphi_{dos} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_{oq} \cdot p_r) = \\ &= \frac{338,339}{338,339 + 10} \cdot \frac{1}{16 - 1} \cdot \frac{1}{0,15} \cdot (1,1 \cdot 16 \cdot 0,135 - 1 \cdot 0,147) = 0,967 \end{aligned}$$

2.5. Расчет процесса сжатия

Давление p_c (МПа) и температура T_c (К) в конце процесса сжатия определяются из уравнения политропы:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1},$$

где n_1 - показатель политропы сжатия, $n_1 = 1,366$

$$p_c = 0,135 \cdot 16^{1,366} = 6,003 \text{ МПа}$$

$$T_c = 360,913 \cdot 16^{1,366-1} = 995,664 \text{ К}$$

Коэффициент избытка воздуха.

Для работы на номинальном режиме работы коэффициент избытка воздуха α принимаем равным 1,7

Топливо.

Состав топлива и его теплота сгорания принимаются по таблице 2.

Таблица 2. Средний элементный состав дизельных топлив и их теплота сгорания

Жидкое топливо	Содержание, кг			Низкая теплота сгорания Q_n , кДж/кг
	C	H	O _T	
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004	42500

2.6. Термохимический расчет процесса сгорания

Количество заряда M_c , находящегося в цилиндре в конце сжатия, определяется количеством свежего заряда M_1 и остаточных газов M_r :

Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг жидкого топлива определяется из стехиометрических соотношений.

В массовых единицах, $\frac{\text{кг_воздуха}}{\text{кг_топлива}}$:

$$\ell_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O_T \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = 14,452 \frac{\text{кг_воздуха}}{\text{кг_топлива}}$$

в объемных единицах $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг_топлива}}$:

$$L_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,5 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг_топлива}}$$

Количество свежего заряда M_1 , находящегося в цилиндре дизеля, кмоль/кг:

$$L = \alpha \cdot L_o = 1,7 \cdot 0,5 = 0,85$$

Количество остаточных газов в цилиндре M_r определяется кмоль/кг,

$$M_r = \gamma_r \cdot L = 0,028 \cdot 0,85 = 0,024$$

Количество заряда, находящегося в цилиндре к концу процесса сгорания M_z на 1 кг топлива, определяется количеством продуктов сгорания и остаточных газов M_r :

$$M_z = M_2 + M_r$$

Количество продуктов сгорания M_2 , образующихся при сгорании 1 кг жидкого топлива, может быть определено по формулам, кмоль/к г:

для бедных смесей ($\alpha > 1$):

$$M_2 = L + \frac{H}{4} + \frac{O_T}{32} = 0,85 + \frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} = 0,882$$

$$M_z = 0,882 + 0,024 = 0,906$$

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,882}{0,85} = 1,038$$

$$\mu_o = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,038 + 0,028}{1 + 0,028} = 1,037$$

2.7. Термодинамический расчет процесса сгорания

Величина теплоемкости зависит от температуры и давления тела, его физических свойств и характера процесса. Для расчетов работ их процессов обычно пользуются средними молярными теплоемкостями при постоянном объеме μ_{cv} и при постоянном давлении μ_{cp} , между которыми существует зависимость:

$$\mu_{cp} = \mu_{cv} + 8,314$$

Теплоемкость заряда μ_{cv} определяется в зависимости от температуры конца сжатия T_c по эмпирической формуле, кДж/(кмоль К):

$$\mu_{cv} = 20,2 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 20,2 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 995,664 = 21,932$$

Теплоемкость продуктов сгорания μ_{cvz} определяется в зависимости от температуры T_z и состава рабочей смеси:

при $\alpha \geq 1$

$$\mu_{cvz} = \left(20,2 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z$$

Температуру в конце процесса сгорания определяют по следующему выражению.

для дизельных двигателей:

$$\frac{\xi \cdot Q_u}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + (\mu_{cv} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c = \mu_o \cdot \mu_{cvz} \cdot T_z$$

где ξ - коэффициент использования теплоты, $\xi = 0,86$; λ - степенью повышения давления, $\lambda = 1,5$

После подстановки перечисленных величин в выражение получается квадратное уравнение типа: $aT_z^2 + bT_z - c = 0$

$$a = \mu_o \cdot 0,0001 \cdot \left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) = 1,037 \cdot 0,0001 \cdot \left(15,5 + \frac{13,8}{1,7} \right) = 0,0024$$

$$b = 8,314 \cdot \mu_0 + \mu_0 \cdot \left(20,2 + \frac{0,92}{\alpha} \right) = 8,314 \cdot 1,038 + 1,038 \cdot \left(20,2 + \frac{0,92}{1,7} \right) = 30,13$$

$$c = \frac{\xi \cdot Q_H}{L \cdot (1 + \gamma_r)} + (\mu C_{VC} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c = \frac{0,86 \cdot 42500}{0,85 \cdot (1 + 0,028)} + (21,932 + 8,314 \cdot 1,5) \cdot 995,664 = 81659,79$$

$$0,0024 \cdot T_z^2 + 30,13 \cdot T_z - 81659,795 = 0$$

$$\Delta = (30,13)^2 - 4 \cdot 0,0024 \cdot (-81659,795) = 1691,751$$

$$T_z = \frac{-30,13 + \sqrt{1691,751}}{2 \cdot 0,0024} = 2291,854 \text{ К}$$

Давление газов в конце сгорания, $p_z = \lambda \cdot p_c = 1,5 \cdot 6,003 = 9,005 \text{ МПа}$

Степень предварительного расширения.

$$\rho = \frac{\mu_o}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,037}{2} \cdot \frac{2291,854}{995,664} = 1,591$$

2.8. Расчет процесса расширения

Предполагают, что расширение происходит по политропному процессу

со средним показателем политропы n_2 , принимаем равный 1,277

Степень последующего расширения для дизелей определяем по выражению:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16}{1,591} = 10,057$$

Значения давления p_b (МПа) и температуры T_b (К) в конце процесса расширения определяются по формулам политропного процесса

дизельный двигатель:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{9,005}{10,057^{1,277}} = 0,472 \text{ МПа}$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2291,854}{10,057^{1,277-1}} = 1212,38 \text{ К}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов осуществляется по формуле:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1212,38}{\sqrt[3]{\frac{0,472}{0,147}}} = 821,796 \text{ К}$$

$$\Delta T_r = 100 \cdot \frac{T_{rp} - T_{rnp}}{T_{rnp}}$$

Погрешность составляет:

где T_{rp} и T_{rnp} - соответственно расчетная и принятая температура остаточных газов.

$$\Delta T_r = 100 \cdot \frac{821,766 - 810}{810} = 1,46 \%$$

Значение расчетной температуры остаточных газов может отличаться от выбранной ранее не более чем на 5%.

2.9. Расчет индикаторных показателей двигателя

Оценку рабочего цикла проводят по индикаторным показателям, среди которых важны, прежде всего, среднее индикаторное давление p_i индикаторный КПД η_i , удельный индикаторный расход топлива g_i .

Среднее индикаторное давление цикла p_i МПа:

для дизельных двигателей

$$p_i = \frac{\mu_n \cdot p_e}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right],$$

где μ_n — коэффициент полноты индикаторной диаграммы, $\mu_n = 0,95$

$$p_i = \frac{0,95 \cdot 6,003}{16 - 1} \cdot \left[1,5 \cdot (1,591 - 1) + \frac{1,5 \cdot 1,591}{1,277 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,057^{1,277-1}} \right) - \frac{1}{1,366 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{16^{1,366-1}} \right) \right] = 1,22$$

МПа

Индикаторный КПД характеризует степень использования теплоты топлива в действительном цикле для получения индикаторной работы и определяется по выражению:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_o \cdot \alpha}{Q_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v} = \frac{1,22 \cdot 14,452 \cdot 1,7}{42,5 \cdot 1,545 \cdot 0,967} = 0,472$$

Совершенство цикла, его топливная экономичность оценивается величиной удельного индикаторного расхода топлива, г/(кВт ч):

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_n} = \frac{3600}{0,472 \cdot 42,5} = 179,44$$

2.10. Расчет эффективных показателей двигателя

Работу двигателя в целом оценивают по эффективным показателям - среднему эффективному давлению p_e , эффективной мощности N_e , эффективному КПД η_e , удельному расходу топлива g_e и др.

Расчет эффективных показателей двигателя требует оценку внутренних (механических) потерь в двигателе. Механические потери можно определить

приближенно по эмпирическим формулам в зависимости от средней скорости поршня, м/с:

$$V_{n.cp} = \frac{S \cdot n}{30 \cdot 10^3},$$

где S - ход поршня, $S = 125$ мм.

$$V_{n.cp} = \frac{125 \cdot 2200}{30 \cdot 10^3} = 9,167 \text{ м/с}$$

Эмпирическое выражение для определения величины p_m (МПа) имеет следующий вид:

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot V_{n.cp} = 0,089 + 0,0118 \cdot 9,167 = 0,197$$

Среднее эффективное давление, МПа

$$p_e = p_i - p_m = 1,22 - 0,197 = 1,023$$

Относительный уровень механических потерь характеризует механический КПД:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,023}{1,22} = 0,839$$

В целом топливная экономичность двигателя характеризуется величиной эффективного КПД η_e или удельного эффективного расхода топлива g_e , г/(кВт ч):

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,472 \cdot 0,839 = 0,396$$

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_n} = \frac{3600}{0,396 \cdot 42,5} = 213,904 \text{ г/кВтч}$$

2.11. Расчет основных размеров двигателя

Рабочий объем цилиндра, л (дм^3):

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_{en}}{p_{en} \cdot n_n \cdot i},$$

где τ - тактность, для четырехтактных двигателей $\tau = 4$, i - число цилиндров; N_{en} , p_{en} , n_n - соответственно эффективная мощность (кВт), среднее эффективное давление (МПа), частота вращения коленчатого вала (мин^{-1}) на номинальном режиме работы двигателя.

$$V_h = \frac{30 \cdot 4 \cdot 86,772}{1,023 \cdot 2200 \cdot 4} = 1,157 \text{ л}$$

Диаметр цилиндра, мм

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \psi}},$$

где ψ - отношение хода поршня к диаметру цилиндра, $\psi = 1,136$

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,157}{3,14 \cdot 1,136}} = 109,067 \text{ мм} \quad \text{Примем 110 мм.}$$

Тогда ход поршня, мм:

$$S = D \cdot \psi = 125 \cdot 1,136 = 124,96 \text{ мм} \quad \text{Примем 125 мм.}$$

Полученные значения D и S округляют до целых чисел ближайшего размера существующего двигателя.

Основные параметры и показатели двигателя определяются по окончательно принятым значениям $D = 110$ и $S = 125$.

Рабочий объем цилиндра, л:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot 10^{-6} = \frac{3,14 \cdot 110^2}{4} \cdot 125 \cdot 10^{-6} = 1,187 \text{ л}$$

Эффективная мощность двигателя, кВт:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{1,023 \cdot 1,187 \cdot 2200 \cdot 4}{30 \cdot 4} = 89,071 \text{ кВт}$$

Эффективный крутящий момент, кН м:

$$M_e = 9,55 \cdot \frac{N_e}{n} = 9,55 \cdot \frac{89,071}{2200} = 0,387$$

Часовой расход топлива, кг/ч:

$$G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} = 89,071 \cdot 213,904 \cdot 10^{-3} = 19,053$$

ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ПО ТЕПЛОВОМУ И ДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ДВИГАТЕЛЯ

1. Индикаторная диаграмма в pV координатах

Индикаторная диаграмма строится на основании данных, полученных в тепловом расчете в координатах pV , а затем перестраивается в координаты $p\varphi$.

Для построения диаграммы масштаб подбирается так, чтобы высота была в 1,2... 1,5 раза больше ширины. На оси абсцисс в принятом масштабе откладывают объемы

$$V_C = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}; \quad V_a = V_b = \varepsilon \cdot V_C; \quad V_z = \rho \cdot V_C; \quad V_r = V_C \quad (\text{дизельный двигатель}).$$

По оси ординат откладывают давления $p_0, p_a, p_c, p'_z, p_z, p_b, p_r$ для соответствующих объемов.

Действительная индикаторная диаграмма отличается от теоретической скругленностью в точках, $a; b; c; z'; z$.

Построение политропы сжатия и расширения можно производить аналитическим или графическим методом. При аналитическом методе построения политроп сжатия и расширения вычисляется ряд точек для промежуточных объемов, расположенных между Vc и Va , и между Vz и Vb по уравнению политропы $PV^h = const$

Для политропы сжатия $p_x \cdot Vx^{n1} = p_a \cdot Va^{n1}$, откуда

$$p_x = p_a \cdot \left(\frac{Va}{Vx} \right)^{n1}$$

где p_x и Vx - давление, и объем в искомой точке процесса сжатия. Отношение $\frac{Va}{Vx}$ изменяется в пределах от 1 до ε

Таблица 3

Va/Vx	1	1,5	2	2,5	4	5,5	7
Vx	1,266	0,844	0,633	0,507	0,316	0,23	0,181
Px	0,135	0,235	0,348	0,472	0,897	1,386	1,926
Va/Vx	8,5	10	11,5	13	15	16	
Vx	0,149	0,127	0,11	0,097	0,084	0,079	
Px	2,511	3,136	3,795	4,487	5,456	5,861	

Аналогично для политропы расширения

$p_x = p_b \cdot \left(\frac{Vb}{Vx} \right)^{n2}$ Для дизельных двигателей отношение $\frac{Va}{Vx}$ изменяется в пределах $1 \dots \delta$.

Таблица 4

Vb/Vx	1	1,5	2	2,5	4	5,5
Vx	1,266	0,844	0,633	0,507	0,316	0,23
Px	0,472	0,792	1,144	1,521	2,772	4,163
Vb/Vx	7	8,5	10	10,057		
Vx	0,181	0,149	0,127	0,126		
Px	5,664	7,258	8,932	8,997		

Соединяя точки a и c плавной кривой проходящей через вычисленные и нанесенные на поле диаграмм точки политропы сжатия, а точки z и b - кривой, проходящей через точки политропы расширения, а также остальные точки между собой получим индикаторную диаграмму.

При графическом методе диаграммы сжатия и расширения строятся по способу Брауэра.

2. Индикаторная диаграмма в координатах pV .

Индикаторная диаграмма в координатах pV может быть перестроена в $p\varphi$ методом Брикса. Для этого на отрезке V_h стройся полуокружность с центром O_0 , из которого через 30° (лучше через 15°) проводят лучи до пересечения с полуокружностью. Затем из центра

O_1 отстоящем от центра O_0 на расстоянии $\frac{r \cdot \lambda}{2}$, проводят лучи $O_1 1'$; $O_1 2'$; и т. д. до пересечения с той же полуокружностью. Из точек $1'$; $2'$; $3'$ и т.д. восстанавливают перпендикуляр до линии впуска, сжатия, расширения и выпуска на индикаторной диаграмме. Отрезки от оси абсцисс до кривых индикаторной диаграммы последовательно для всех процессов цикла и есть давление в цилиндре для соответствующих углов поворота коленчатого вала двигателя.

Полученные значения давлений переносятся на график $p = f(\varphi)$, где по оси абсцисс отложен угол поворота коленчатого вала в определенном масштабе. Масштаб давлений оставляют тот же, что и на графике $p = f(\varphi)$.

Величине $\frac{r \cdot \lambda}{2}$ - носят название поправки Брикса и учитывает конечную величину шатуна. Здесь $r = \frac{S}{2} = \frac{125}{2} = 62,5$ мм - радиус кривошипа и $\lambda = \frac{r}{L}$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Примем $\lambda = 0,24$. Тогда поправка Брикса будет равна $\frac{62,5 \cdot 0,24}{2} = 7,5$ мм

3. Диаграммы перемещения, скорости и ускорения поршня

Все эти графики взаимосвязаны и строятся на одном рисунке.

Перемещение поршня определяется выражением

$$X = r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right]$$

и может быть построено графически по методу проф. Ф. А. Брикса проектированием на вертикаль радиус-вектора, имеющего полюсом точку 0_1 сдвинутую относительно

центра 0 окружности кривошипа на $\frac{r \cdot \lambda}{2}$ в сторону Н.М.Т. Чаще всего перемещение поршня определят путем вычисления по вышеприведенной формуле для различных углов φ , причем значения в квадратных скобках для каждого угла для $\lambda = 0,24$ приводятся в литературе. Скорость движения поршня определяется выражением

$$V_n = \omega \cdot r \cdot (\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi)$$

Значения множителя, заключенного в скобки в зависимости от X и φ с целью облегчения расчетов также приводятся в литературе. Для построения диаграммы скоростей на диаграмме перемещений из данного угла проводится линия, параллельная оси X до пересечения с кривой перемещений и из полученной точки восстанавливается перпендикуляр на ось X , от которой затем откладываются значения скорости. Максимальное значение скорости составляет приблизительно $1,625 V_{cp}$. и соответствует $74\dots77^\circ$ поворота коленчатого вала от ВМТ

Таблица 5

φ	15	30	45	60	75	90
V_n	4,566	8,891	11,883	13,958	14,761	14,392
<hr/>						
φ	105,0	120,0	135,0	150,0	165,0	180,0
V_n	13,038	10,968	8,5	5,701	2,859	0

Кривая ускорения поршня $j = f(x)$ строится там же где и скорость. Для построения находят максимальное ускорение $j_{max} = \omega^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) = 230,267^2 \cdot 0,0625 \cdot (1 + 0,24) = 4273,757 \text{ м/с}^2$ минимальное $j_{min} = -\omega^2 \cdot r \cdot (1 - \lambda) = -230,267^2 \cdot 0,0625 \cdot (1 - 0,24) = -2619,399 \text{ м/с}^2$.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2200}{30} = 230,267 \text{ с}^{-1}$$

На отрезке $AB = S$ в определенном масштабе, в точках A и B откладывается (в масштабе ускорений) отрезки $AC = j_{\max}$, и $BD = j_{\min}$; точки C и D соединяются прямой. В точке пересечения E перпендикулярно AB вниз откладывается отрезок $EF = 3 \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda = 3 \cdot 230,267^2 \cdot 0,0625 \cdot 0,24 = 2481,136$; точка F соединяется с точками C и D . Отрезки CF и FD делятся на произвольное, но равное число отрезков. Точки 1, 2, 3 и т.д. соединяются с одноименными точками 1, 2, 3 прямыми. Кривая касательная к прямым 1-1; 2-2 и т.д. и есть кривая $j = f(x)$

4. Диаграмма сил инерции

Силы инерции прямолинейно возвратно-движущихся частей шатунно-поршневой группы определяются по формуле

$$P_j = P_{j_1} + P_{j_2} = -(m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \varphi + m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi)$$

Для графического построения сил инерции $P_j = f(\varphi)$ необходимо найти массы возвратно-движущихся частей

$$m_j = m_n + m_{un}$$

где m_n - масса поршневого комплекта;

m_{un} - часть массы шатуна, условно отнесенная к массе совершающей возвратно-поступательное движение, $m_{un} = 0,275 \cdot m_u$

где m_u - масса шатуна.

Для приближенного определения значений m_u , m_n , можно использовать

конструктивные массы $m' = \frac{m}{F_n}$, ($\text{кг}/\text{м}^2$ или $\text{г}/\text{см}^2$), приведенные в таблице 6.

Таблица 6. Конструктивные массы деталей шатунно-поршневой группы в $\text{кг}/\text{м}^2$

Двигатели	Материал поршня	m'_n	m'_u
Дизели	легкий сплав	200...300	250...340

Силы давления газов, изображенные на индикаторной диаграмме $p = f(V)$ отнесены к единице площади поршня, поэтому и силы инерции также должны быть той же размерности (МПа), P_j - можно определить аналитически по формуле $P_j = m_j \omega \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$ МПа для различных углов поворота коленчатого вала двигателя (напр. через 15° п.к.в.) или графически. Силы инерции первого порядка P_{j1} и

второго порядка P_{j2} (отнесенные к площади поршня) строятся проектированием конца радиус-вектора на вертикаль. Радиусом для построения сил инерции первого порядка является $R_1 = m'_j \omega^2 r * 10^{-6}$, а второго порядка $R_2 = m'_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cdot 10^{-6}$

$$\text{где } m'_j = m'_n + 0,275 \cdot m'_{uu} = 250 + 0,275 \cdot 300 = 332,5 \text{ кг/м}^2$$

$$R_1 = 332,5 \cdot 230,267^2 \cdot 0,0625 \cdot 10^{-6} = 1,102 \text{ МПа}$$

$$R_2 = 332,5 \cdot 230,267^2 \cdot 0,0625 \cdot 0,24 \cdot 10^{-6} = 0,264 \text{ МПа}$$

Масштаб для сил инерции принимается тот же, что и при построении индикаторной диаграммы.

Диаграмма сил инерции строится под индикаторной диаграммой, развернутой по углу поворота коленчатого вала. Для этого проводим из общего центра O две полуокружности радиусами R_1 и R_2 лучи через 15° . Вертикальные проекции отрезков лучей, пересекающих первую окружность (R_1), дают в принятом масштабе значения сил P_{j1} при соответствующих углах поворота коленчатого вала, а проекции отрезков тех же лучей, пересекающих вторую окружность (R_2), значения сил при углах поворота коленчатого вала соответственно вдвое меньших. Далее проводим через центр O горизонтальную линию и откладываем на ней как на оси абсцисс, значения φ углов поворота коленчатого вала за рабочий цикл от 0° до 720° п.к.в. четырехтактный двигатель.

По точкам пересечения указанных выше проекций с ординатами, проходящими через соответствующие значения углов на оси абсцисс, строим кривые P_{j1} и P_{j2} .

Суммарная кривая относительных сил инерции находится сложением двух гармоник $P'_j = P'_{j1} + P'_{j2}$. Следует помнить, что изменение силы инерции второго порядка происходит вдвое быстрее, а абсолютное значение в λ раз меньше, чем силы инерции первого порядка.

5. Суммарные силы, действующие на поршень

Для построения суммарной силы $P = P_r + P'_j$.

Суммарные силы инерции P'_j переносятся на развернутую по углу поворота индикаторную диаграмму и складываются с силами давления газов P_r . При этом следует учитывать, что силы инерции в конце такта сжатия (ВМТ) направлены в противоположную сторону силам давления газов.

6. Диаграмма тангенциальных сил и суммарного крутящего

момента

Сила P действующая вдоль оси цилиндра может быть разложена на две составляющие:

$S = \frac{P}{\cos \beta}$,

нормальную силу $N = P \cdot \tan \beta$, перпендикулярную оси цилиндра, и силу действующую вдоль оси шатуна.

Силу S можно перенести по линии ее действия в центр шатунной шейки кривошипа и разложить на две составляющие:

$K = \frac{P \cdot \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$, направленную по радиусу кривошипа, и силу $T = \frac{P \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$, направленную по касательной к окружности радиуса кривошипа. Сила T , называемая тангенциальной, на плече r дает крутящий момент

$$M_{kp} = T \cdot r = P \cdot r \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

Радиус кривошипа величина постоянная, поэтому крутящий момент для одного цилиндра изменяется по закону изменения тангенциальной силы T .

Для определения тангенциальной силы строится схема кривошипного механизма в

произвольном масштабе, но с учетом выбранного отношения $\frac{r}{L}$. От центра кривошипа по направлению радиуса кривошипа откладывают отрезок OC , равный суммарной силе P для данного угла поворота коленчатого вала φ в принятом масштабе сил.

Через точку C конца отрезка проводят линию, параллельную оси шатуна, которая отсекает на диаметре, перпендикулярном оси цилиндров отрезок OD , равный силе T .

При положительном значении силы P она откладывается на положительном направлении радиуса от центра кривошипа к шатуну. При отрицательном значении силы P она откладывается от центра кривошипа в противоположную сторону на продолжении радиуса, независимо от положения кривошипа. Значение силы T определяют через каждые 15° поворота коленчатого вала. Все значения силы T выше горизонтального диаметра положительные, а ниже - отрицательные.

Кривая $T = f(\varphi)$ одновременно есть кривая изменения крутящего момента для одного цилиндра в масштабе моментов, который определяется по выражению:

$$\mu_M = \mu_P \cdot r \cdot F_n = 0,045 \cdot 0,0625 \cdot 0,0095 = 0,0000267 \frac{MH \cdot m}{mm}$$

где μ_M - масштаб моментов, $\frac{MH \cdot m}{мм}$; μ_p - масштаб давления, $\frac{МПа}{m^2 / мм}$; r - радиус кривошипа, m ; F_n - площадь поршня, m^2 .

Кривую суммарного крутящего момента многоцилиндрового двигателя строят путем графического суммирования кривых крутящих моментов отдельных цилиндров, сдвигая одну кривую относительно другой на угол поворота кривошипа между вспышками в отдельных цилиндрах. Для четырехтактных двигателей с равными интервалами между рабочими ходами $\theta = 720^\circ / i$, где i - число цилиндров двигателя

Для проверки правильности графических построений необходимо найти среднее значение суммарного крутящего момента, для чего находятся средняя ордината ρ путем деления избыточной площадки под кривой моментов на длину абсциссы под ней

$$\rho = \frac{\sum F_{nол} - \sum F_{omp}}{l_{абс}} = \frac{2656,174 - 46,734}{144} = 18,121$$

где $\sum F_{nол}$ - суммарная площадка всех участков диаграммы, расположенных над осью абсцисс; $\sum F_{omp}$ - суммарная отрицательная площадка; $l_{абс}$ - длина диаграммы под суммарной кривой M_k в мм.

Тогда крутящий момент $M_{kp} = \rho \cdot \mu_M \cdot \eta_M$; здесь η_M - механический к.п.д. двигателя.

$$M_{kp} = 18,121 \cdot 0,0000267 \cdot 0,839 \cdot 10^{-3} = 0,406$$

Крутящий момент двигателя наnomинальном режиме определяется по выражению:

$$M_e = 9,55 \cdot \frac{N_e}{n} = 9,55 \cdot \frac{89,071}{2200} = 0,387 \text{ кНм}$$

$$\Delta = \frac{M_{kp} - M_e}{M_e} \cdot 100\% = \frac{0,406 - 0,387}{0,406} \cdot 100\% = 4,68\%$$

Расхождения в значениях крутящего момента не должны превышать 5%.

4 Тяговый расчет трактора

4.1 Расчет и построение теоретической регуляторной характеристики двигателя

Характеристика двигателя, оборудованного встроенным регулятором снятая в функции частоты вращения коленчатого вала, называется скоростной характеристикой с регуляторной ветвью. Она используется для анализа работы двигателя на режимах нагрузки. Для оценки показателей работы двигателя на регуляторной ветви удобна характеристика построенная в функции мощности. Регуляторная

характеристика, построенная в функции крутящего момента принимается при изучении тяговых качеств трактора.

Исходные данные для расчета:

$$N_{eh}=86,908 \text{ кВт}$$

$$n_h = 2200 \text{ об/мин}$$

$$M_e = 9,55 \cdot \frac{N_e}{n} = 9,55 \cdot \frac{86,908}{2200} = 0,377 \text{ кН·м}$$

$$g_{eh}=210 \text{ г/кВт ч}$$

Задаемся рядом значений частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Максимальное значение частоты вращения на холостом ходу двигателя определяется:

$K_p = 0,07$ - степень неравномерности регулятора.

$$n_x = n_h(1+K_p) = 2200(1+0,07) = 2354 \text{ об/мин}$$

$$n_1 = n_x - (N_{e1} / N_{eh})(n_x - n_h) = 2354 - (31,94 / 86,908) \cdot (2354 - 2200) = 2297 \text{ об/мин}$$

Расчет и построение зависимости $N_e = f(n)$ на регуляторном участке характеристики мощность двигателя растет пропорционально от $N_e = 0$ при

$n = n_x$ до $N_e = N_{eh}$ при $n = n_h$.

Значение мощности при частотах вращения n_1, n_2, n_3 определяются по формулам:

$$1 \quad N_{e1} = 0,6 \cdot N_{eh} = 0,6 \cdot 86,908 = 52 \text{ кВт}$$

$$2 \quad N_{e2} = K_s \cdot N_{eh} = 0,9 \cdot 86,908 = 78,22 \text{ кВт}$$

$$3 \quad N_{e3} = 0,5(N_{e1} + N_{e2}) = 0,5 \cdot (52 + 78,22) = 65,11 \text{ кВт}$$

На безрегуляторной ветви, мощности рассчитываются по имперической формуле:

$$N_{e5} = N_{eh} K_n [2 + b(K_n - 1) - K_n^2] = 86,908 \cdot 0,9 [2 + 1,13(0,9 - 1) - 0,9^2] = 84,24 \text{ кВт.}$$

K_n - относительная частота вращения $K_n = n/n_h$

Принимаю: 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5.

$$n_5 = K_n \cdot n_h = 0,9 \cdot 2200 = 1980 \text{ об/мин}$$

$b = 1,13$ - дизель с непосредственным впрыском топлива.

Энергонасыщенность трактора:

$$N_{yo} = \frac{N_{eh}}{m_k} = \frac{86,908}{4,085} = 21,27 \text{ кВт/т.}$$

Величина крутящего момента рассчитывается по формуле:

$$M_{e5} = 9550 \frac{N_e}{n} \frac{84,24}{1890} = 425,6 \text{ Н·м}$$

По полученным данным находятся значения частоты вращения, соответствующие максимальной величине крутящего момента.

На регуляторном участке характеристики часовой расход топлива растет пропорционально от $G_t = G_{tx}$ при $n = n_x$ до $G_t = G_{t_{max}}$ при $n = n_h$. Часовой расход топлива на режиме номинальной мощности определяется

$$G_{t_h} = g_{eh} \cdot N_{eh} \cdot 10^{-3} = 210 \cdot 86,908 \cdot 10^{-3} = 18,25 \text{ кг/ч}$$

На холостом ходу для тракторных дизелей часовой расход топлива составляет:

$$G_{txx} = (0,25 \dots 0,3) \cdot G_{t_h} = 0,3 \cdot 18,25 = 5,47 \text{ кг/ч}$$

Значение часового расхода при частоте вращения n_1, n_2, n_3 определяется по формуле:

$$G_{T1} = \left(G_{T_h} - G_{Tx} \right) \cdot \frac{N_e}{N_{eh}} + G_{Tx} = (18,25 - 5,47) \cdot \frac{52}{86,908} + 5,47 = 13,11 \text{ кг/ч}$$

Величина удельного эффективного расхода топлива находится

$$g_{el} = \frac{G_t}{N_{el}} \cdot 10^3 = \frac{13,11}{52} \cdot 10^3 = 252 \text{ г/кВт·ч}$$

при $n \rightarrow n_x$, $g_e \rightarrow$ бесконечность

Безрегуляторную ветвь зависимости $g_e = f(n)$ рассчитывают по эмпирической формуле:

$$g_{e5} = g_{eh} [K_n(K_n - C) + C] = 252[0,9(0,9-1,55)+1,55] = 243,18 \text{ г/кВт·ч}$$

где $C = 1,55$ - дизель

Величина часового расхода топлива на безрегуляторной ветви характеристики определяется

$$G_{T5} = \frac{g_e \cdot N_e}{1000} = \frac{210,8 \cdot 86,908}{1000} = 18,25 \text{ кг/ч}$$

Вычислим коэффициент приспособляемости двигателя:

$$K = \frac{M_{e_{max}}}{M_{eH}} = \frac{425,6}{377} = 1,13$$

Таблица 7

n , об/мин	n _x	n ₁	n ₂	n ₃	n ₄	K _n					
						0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	
2354	2262	2239	2217	2200	1980	1760	1540	1320	1100		
N _e ,кВт.	0	50,7	62,9	75,2	84,5	81,9	76,7	69,3	60,2	50,1	
M _e ,Нм.	0	229	284,7	340	382	411	433	447	454	452,9	
g _e ,г/кВт·ч	∞	245,5 8	228,5	217,0	210,5	203,1	199,9	201,0	206,2	215,7	

G _T , кг/ч	4,4	12,4	14,38	16,3	17,78	16,6	15,33	13,9	12,4	10,8
-----------------------	-----	------	-------	------	-------	------	-------	------	------	------

4.2 Определение передаточных чисел трансмиссии.

Передаточное число основной и конечной передач, выбирается ориентируясь на трактор прототип.

Передаточное число коробки на первой основной передаче определяется из условия обеспечения заданных скоростей движения

$$i_{k1} = \frac{\pi * R_3 * n_h (1 - K_{\delta, \text{don}})}{30 * I_0 * V_{\delta h}} = \frac{3,14 * 0,720 * 2200 * (1 - 0,18)}{30 * 25 * 3,4} = 1,599 \text{ м/с.}$$

где $R_3=0,720$ м. - радиус качения ведущих колес (по прототипу Беларус 80.1)

$I_0=25$ – передаточное число главной передачи;

Минимальное значение силы тяги на крюке определяет тяговый диапазон трактора:

$$K_{\text{тяг}} = K_{pT} \cdot \frac{P_{kpH}}{K_{kpH}} = 1,27 \cdot \frac{14}{9} = 1,97$$

где $P_{kpH}=9$ - номинальная сила тяги трактора предыдущего тягового класса

$K_{pT} = 1,27$ - коэффициент расширения тяговой зоны;

Как правило, передаточные числа коробки на основных передачах

составляют геометрическую прогрессию. Знаменатель прогрессии рассчитывается по формуле

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{P_{k, \text{min}}}{P_{k, \text{max}}}} = \sqrt[6-1]{\frac{13,668}{20,625}} = 0,904 \text{ кН.}$$

$$P_{kmax} = P_{kpH} + P_f = 14 + 2,625 = 16,625 \text{ кН}$$

P_{kmax} - касательная сила тяги на первой основной передаче

$$P_{kpmin} = \frac{P_{kpH}}{K_{\text{тяг}}} = \frac{14}{1,97} = 7,1 \text{ кН.}$$

$$P_{kmin} = P_{kpmin} + P_f = 7,1 + 2,644 = 9,744 \text{ кН}$$

P_{kmin} - касательная сила тяги на высшей основной передаче.

Передаточное число коробки на любой основной передаче определяется

$$i_{k6} = i_{k1} \cdot q^{n-1} = 1,599 \cdot 0,904^{4-1} = 1,81$$

где $n=4$ - номер передачи

Передаточное число коробки на высшей транспортной передаче должно обеспечить максимальную скорость движения:

$$i_{k, \text{tr}} = \frac{\pi * R_3 * n_u (1 - K_{\delta, \text{mp}})}{30 I_0 * V_{\text{mp}}} = \frac{3,14 * 0,720 * 2200 * (1 - 0,03)}{30 * 25 * 7,8} = 0,82$$

где $K_{\delta, \text{tr}}=0,03$ -коэффициент буксования трактора при работе на транспорте.

Расчет текущих значений силы тяги на крюке

$$P_k = P_{kp} + P_f = 9,744 + 2,644 = 12,388 \text{ кН.}$$

$$P_{kp} = \frac{M_e \cdot K_{n\delta mp} \cdot I_0 I_k}{R_3 \cdot 1000} - P_f = \frac{377 \cdot 0,902 \cdot 25 \cdot 0,82}{0,720 \cdot 1000} - 2,644 = 7,04 \text{ кН}$$

4.3 Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора.

Все расчеты и построения выполняются для трех передач: первой основной; высшей основной; транспортной основной.

Тяговая характеристика дает наглядное представление о тепловых и топливно-экономических показателях трактора. Она строится в функции силы тяги на крюке для установившегося режима работы тракторного агрегата на горизонтальном поле и относится к определенному почвенному фону.

4.4 Построение регуляторной характеристики двигателя. Данные расчета приведены в таблице №1.5, по данным строятся на листе формата А1: $n = f(M_e)$; $N_e = f(M_e)$; $G_t = f(M_e)$

4.5 Построение лучей касательной силы тяги. $P_k = f(M_e)$

P_f откладывается влево от начала координат в том масштабе, что и масштаб силы тяги на крюке, полученная точка обозначается O_1 . Таким образом, ось абсцисс с началом координат в т. O_1 будет являться осью касательной силы тяги P_k . Справа лучи касательной силы тяги ограничиваются максимальным значением крутящего момента.

4.6 Расчет и построение зависимости буксования от силы тяги на крюке.

Расчетный способ построения зависимости основан на применении эмпирических формул, полученных путем статистической обработки опытных данных. Для этого можно использовать формулу:

$$K_\delta = \frac{c \cdot K_{cu}}{1 - d K_{cu}^k},$$

где $K_{cu} = P_{kp} / g m_{cu}$ -коэффициент использования сцепной массы

$$K_{cu} = \frac{P_{kp}}{g \cdot m_{cu}} = \frac{7,04}{9,807 \cdot 4,49} = 0,275$$

$C = 0,246$; $d = 3,06$ - коэффициенты

$k = 3$ - показатель степени

$$m_{\text{сц}} = m_3 \cdot K_{\text{нвк}} = 4,494 * 1 = 4,494 \text{ т.}$$

$$K_{\delta_1} = \frac{c \cdot K_{cu}}{1 - dK_{cu}^k} = \frac{0,246 \cdot 0,275}{1 - 3,06 \cdot 0,275} = 0,072$$

4.7 Расчет и построение лучей теоретических скоростей движения

Производится по формуле:

$$V_m = \frac{\pi \cdot R_3 n_3}{30 I_0 I_k} = \frac{3,14 \cdot 0,720 \cdot 2217}{30 \cdot 25 \cdot 3,486} = 1,944 \text{ м/с}$$

4.8 Расчёт и построение кривых действительной скорости движения

Действительная скорость движения:

$$V_d = V_t (1 - K_6) = 1,9 (1 - 0,072) = 1,8 \text{ м/с}$$

4.9 Построение зависимости мгновенного расхода топлива $G_t = f(P_{kp})$

Из начала ординат O_1 во Построение зависимости мгновенного расхода топлива восстанавливается перпендикуляр к оси абсцисс и на нем вверх откладывается отрезок равный, в выбранном масштабе, часовому расходу топлива на холостом ходу двигателя. Задаваясь значением силы тяги на крюке, проецируем данную точку на луч касательной силы тяги какой либо передачи и далее на зависимость $G_t = f(M_e)$.

Полученный часовой расход топлива откладывается на ординате, соответствующей выбранному значению силы тяги на крюке.

4.10 Расчет и построение зависимости $g_{kp} = f(P_{kp})$

Величина удельного тягового расхода топлива, соответствующая N_{e1}, N_{e2}, N_{e3} определяется выражением:

$$G_{kp1} = \frac{G_{T1}}{N_{kp1}} \cdot 10^3 = \frac{8,895}{21,8} \cdot 10^3 = 406,2 \text{ г/кВтч.}$$

4.11 Тяговая мощность трактора

$$N_{kp1} = P_{kp1} \cdot V_d = 12,139 * 1,8 = 21,8 \text{ м/с}$$

4.12 Построение зависимости тягового КПД трактора.

Величина тягового КПД трактора рассчитывается по формуле:

$$K_{\text{пдтяг}} = \frac{N_{kp}}{N_e} = \frac{21,8}{31,94} = 0,685$$

Данные для построения приведены в таблицах 8, 9, 10.

Для первой передачи, $I_k = 3,347$

Таблица 8

P _{kp,кН}	K _δ	V _{T,м/с}	V _{D,м/с}	N _{kp,кВт}	g _{kp,г/кВтч}	K _{пдтяг}
12,13	0,072	1,944	1,804	21,89	406,288	0,685
16,02	0,105	1,924	1,723	27,6	369,211	0,691
19,99	0,156	1,905	1,607	32,12	357,606	0,67
22,68	0,217	1,891	1,48	33,57	367,909	0,631
24,63	0,295	1,702	1,199	29,54	391,125	0,572
26,07	0,398	1,513	0,911	23,75	448,138	0,492
27,01	0,511	1,324	0,647	17,48	553,116	0,401
27,44	0,587	1,135	0,468	12,84	671,706	0,338

Для шестой передачи I_k=2,02

Таблица 9

P _{kp,кН}	K _δ	V _{T,м/с}	V _{D,м/с}	N _{kp,кВт}	g _{kp,г/кВтч}	K _{пдтяг}
6,27	0,035	3,222	3,108	19,50	455,929	0,611
8,62	0,049	3,18	3,032	26,142	389,868	0,655
11,018	0,065	3,156	2,952	32,523	353,256	0,679
12,64	0,076	3,134	2,895	36,604	337,5	0,687
13,819	0,085	2,82	2,58	35,655	324,085	0,691
14,6	0,092	2,507	2,275	33,423	318,554	0,692
15,25	0,098	2,194	1,98	30,202	320,204	0,692
15,516	0,1	1,88	1,692	26,257	328,654	0,692

Для транспортной передачи I_k=1,7

Таблица 10

P _{kp,кН}	K _δ	V _{T,м/с}	V _{D,м/с}	N _{kp,кВт}	g _{kp,г/кВтч}	K _{пдтяг}
4,864	0,027	3,828	3,724	18,113	491,07	0,567
6,83	0,039	3,789	3,643	24,909	409,163	0,624
8,854	0,051	3,75	3,56	31,516	364,546	0,658
10,22	0,059	3,724	3,503	35,8	345,076	0,672

11,21	0,066	3,351	3,13	35,095	329,256	0,68
11,94	0,071	2,979	2,767	33,055	322,099	0,684
12,42	0,074	2,607	2,413	29,965	322,737	0,687
12,63	0,076	2,234	2,064	26,091	330,755	0,687

Анализ тяговых показателей трактора.

Соответствие расчетных параметров трактора заданию на проектирование:

Таблица 11

	По заданию	Проектир.	Расхож. , %
Vдн , м/с	3,4	3,607	0,4
Vдтр ,м/с	7,8	7,86	0,11
P _{kp} ,кН.	14	13,99	0,05

Сравнение параметров проектируемого трактора с прототипом:

таблица 12

	Беларус-80.1	Проектир.
Тяговый класс	14	14
Двигатель	Колесный, 4×2	Колесный, 4×2
Мощность, кВт.	56	86.908
Частота вращения, об/мин.	2200	2200
m ₀ , т.	4,15	4,49
Удельная мощность, кВ.		13,035

Буксование трактора при номинальной силе тяги на крюке:

K_b=0,176 < K_{bдоп}=0,18 – трактор соответствует своему тяговому классу.

Тяговый диапазон трактора:

$$K_{тяг}=16/11=1,45$$

Наибольшая тяговая мощность:

$$N_{kp}=36,6 \text{ кВт.} - P_{kp}=10,6 \text{ кН.}$$

Наименьший тяговый расход топлива:

$$G_{kp}=318 \text{ г/кВт*ч} - P_{kp}=12,7 \text{ кН.}$$

Наибольший тяговый КПД трактора:

$$K_{пдтяг}=692 - P_{kp}=12,5 \text{ кН.}$$

Рекомендуется эксплуатировать при некоторой не догрузке на крюке, эксплуатация в оптимальном тяговом диапазоне:

от 8,6 до 12,5 кН.

5. Динамический расчет автомобиля.

Задачей динамического расчета автомобиля является определение основных параметров двигателя и трансмиссии, обеспечивающих ему выполнение эксплуатационного задания по перевозке грузов или пассажиров с определенной скоростью в конкретных дорожных условиях.

Исходными данными для динамического расчета автомобиля являются параметры, которые представлены в таблице 13.

Таблица 13

п/п	Наименование параметра	Обозначение	Значение
	Тип автомобиля	-	Грузовой
	Грузовместимость	$m_{gp,T}$.	1
	Коэффициент сопротивления качению	f_0	0,015
	Максимальная скорость движения на данной дороге	$V_{max,M/c}$	21
	Максимальный приведенный коэффициент дорожного сопротивления	$K_{dop,max}$	0,35
	Число передач	m	4

5.1 Определение полной массы автомобиля.

Полная масса автомобилей складывается:

$$m_a = m_{gp} + m_0 + m_{вод.}$$

Собственная масса автомобиля m_0 определяется выбранным значением коэффициента грузоподъемности.

Значения коэффициента грузоподъемности составляют:

$K_{gp} = 1$ – грузовой автомобиль. Собственная масса автомобиля:

$$m_0 = \frac{m_e}{K_{gp}} = \frac{1}{1} = 1m.$$

Масса водителя принимается равной: $m_{вод} =$

75 кг.

При наличии в автомобиле экспедитора, кондуктора и прочих, $m_{вод}$ увеличивается вдвое.

Полная масса автомобиля:

$$m_a = m_e + m_0 + 0.075 \cdot n_{O6} = 1 + 1 + 0.15 = 2.15 \text{ т.}$$

5.2 Определение мощности двигателя для автомобиля

При расчете и окончательном выборе номинального значения эффективной мощности двигателя необходимо руководствоваться следующим. При повышенной мощности двигателя улучшается приемистость автомобиля, увеличивается его средняя скорость, но при этом увеличиваются масса и размеры двигателя, его стоимость, снижается топливная экономичность. Кроме того, при недостаточной мощности ухудшаются тягово-динамические свойства и уменьшается производительность автомобиля, он может создавать помехи в дорожном движении.

Расчетная мощность двигателя, необходимая для движения автомобиля с полной нагрузкой при максимальной скорости движения в заданных дорожных условиях определяется по выражению:

$$N_{EH} = \frac{(P_f + P_w) \cdot V_{max}}{(K_{n\partial,mp})}, \text{ кВт}$$

где P_f – сила сопротивления качения, кН; P_w – сила сопротивления воздуха, кН

При расчете силы сопротивления качению необходимо учитывать зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости движения:

$$P_f = f_v \cdot g \cdot m_a = 0,019 \cdot 9,807 \cdot 2,15 = 0,407 \text{ кН}$$

f_v - коэффициент сопротивления качению, определяемый по эмпирической зависимости коэффициента сопротивлению качению от скорости движения:

$$f_v = f_0 \left(1 + 13 \frac{V^2}{20000} \right) = 0.015 \left(1 + 13 \frac{21^2}{20000} \right) = 0.019$$

Сила сопротивления воздуха определяется по выражению:

$$P_w = 0,5 \cdot C_x \cdot \Pi_w \cdot F \cdot V^2 / 1000 = 0,5 \cdot 0,95 \cdot 1,293 \cdot 3 \cdot 21^2 / 1000 = 0,813 \text{ кН}$$

где $C_x = 0,95$ - коэффициент лобового сопротивления;

Π_w - плотность воздуха = 1,293 кг/м³; $F = 3$ - площадь лобовой поверхности автомобиля, м².

Механический КПД трансмиссии $K_{n\partial,mp}$.

$$K_{n\partial,mp} = K_{n\partial,x} \cdot K_{n\partial,u}^{N_u} \cdot K_{n\partial,k}^{N_k},$$

$K_{n\partial,x}$ - механический КПД трансмиссии, учитывающий потери холостого хода.

$$K_{n\partial,x} = 0,96$$

$K_{n\partial,u}, K_{n\partial,k}$ - механический КПД цилиндрической и конической пары шестерен.

$K_{n\partial,u} = 0,985$; $K_{n\partial,k} = 0,975$; N_u, N_k - число цилиндрических и конических пар шестерен, работающих на одной передаче (5 цилиндрических, 1 коническая)

$$K_{n\partial,mp} = 0,96 \cdot 0,985^5 \cdot 0,975 = 0,908$$

$$N_{EH} = \frac{(0,407 + 0,813) \cdot 21}{0,908 \cdot 1000} = 28,2 \text{ кВт.}$$

5.3 Расчет и построение теоретической скоростной характеристики двигателя.

Исходные данные для расчета:

$$N_e = 28,2 \text{ кВт}$$

$$n_n = 4000 \text{ об/мин}$$

$$g_{en} = 305 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$$

Зависимость эффективной мощности от частоты вращения по внешней скоростной характеристике выражается эмпирической формулой:

$$\begin{aligned} N_e &= N_{en} \cdot k_n \cdot (2 + b \cdot (k_n - 1) - k_n^2) = \\ &= 28,2 \cdot 1,2 \cdot (2 + 1,13(1,2 - 1) - 1,2^2) = 25,722 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

где $b=1$ – коэффициент; карбюраторный двигатель,

$$k_n = \frac{n}{n_n};$$

k_n – относительная частота вращения

Расчет скоростной характеристики выполняется уменьшением относительной частоты вращения с шагом 0,1. Вычисления выполнены со значениями k_n равного.

$k_n=1,2$ – двигатель без регулятора частоты вращения.

Крутящий момент двигателя определяется:

$$M_e = \frac{30000 \cdot N_e}{n \cdot \pi} = \frac{30000 \cdot 25,72}{4800 \cdot 3,14} = 0,051 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

Зависимость удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения по внешней скоростной характеристике выражается эмпирической формулой:

$$g_e = g_{en} \cdot (k_n \cdot (k_n - c) + c) = 305 \cdot (1,2 \cdot (1,2 - 1,2) + 1,2) = 366 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч};$$

g_{en} – удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности (берем из теплового расчета двигателя);

c -коэффициент, $c=1,2$ – для карбюраторного двигателя

Мгновенный расход топлива определяется:

$$G_T = \frac{g_e \cdot N_e}{1000} = \frac{366 \cdot 25,72}{1000} = 9,414 \text{ кг/ч};$$

Результаты расчетов представлены в таблице 14

Таблица 14 Внешняя скоростная характеристика двигателя

K _n ,	1.2	1.1	1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2
------------------	-----	-----	---	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

n, об/мин	4800	4400	4000	3600	3200	2800	2400	2000	1600	1200	800
N _e , кВт	25,72	27,61	28,20	27,66	26,17	23,88	20,98	17,62	13,98	10,23	6,54
M _e , Нм	0,051	0,06	0,067	0,073	0,078	0,081	0,083	0,084	0,083	0,081	0,07
g _e , Г/КВт	366	332,4	305	283,6	268,4	259,2	256,2	259,2	268,4	283,6	305
G _t , кг/ч	9,41	9,18	8,60	7,84	7,02	6,19	5,37	4,57	3,75	2,90	1,99

Графики внешней скоростной характеристики представлены на 3-ом листе формата А4 курсового проекта.

5.4 Определение передаточных чисел трансмиссии.

5.4.1. Расчет радиуса ведущего колеса

Подбор шин производится по нагрузке, приходящейся на однушину при движении полностью груженого автомобиля с максимальной скоростью.

$$P_{ш} = \frac{K_{дз} \cdot B_3 \cdot g \cdot m_a}{Z_3} = \frac{1,1 \cdot 0,5 \cdot 9,807 \cdot 2,15}{2} = 5798 \text{ Н;}$$

K_{дз}=1,1 – коэффициент динамического перераспределения нагрузки на задние колеса;

B₃=0,5 – доля массы, приходящаяся на задние колеса неподвижного автомобиля с полной нагрузкой, - грузовой автомобиль;

Z₃=2 – число шин задних колес

В соответствии с ГОСТ 4754-80 выбираем шины таким образом, чтобы P_{max}≥P_ш,

P_{max} – максимально допустимая нагрузка на шину, Н.

Таблица 15

Диаметр обода, мм	D _о =380
Ширины шины, мм	B=235
Коэффициент профильности шины	K _{ппш} =1
Давление воздуха в шине, кгс/см ²	P _{вш} =2,0
Обозначение шины	235/75 R 15

Правильность выбора проверяем по эмпирической формуле:

$$P_{\max} = \frac{K_{ГРШ} \cdot 9,807 \cdot B_{ш}^2 \cdot (D_o + B_{ш}) \cdot (P_{вш} + 1)}{(D_o + 2 \cdot B_{ш})} = \\ = \frac{0,0065 \cdot 9,807 \cdot 235^2 \cdot (380 + 235) \cdot (2,0 + 1)}{(380 + 2 \cdot 235)} = 6007 \text{ Н.}$$

K_{грш} – коэффициент удельной грузоподъемности шины,

K_{грш}=0,0065 – радиальные шины грузовых автомобилей.

$B_{ш}$ – ширина шины, мм;

D_o – внутренний диаметр шины, мм;

$P_{вш}$ – давление воздуха в шине, кгс/см².

Радиус ведущего колеса рассчитывается:

$$R_3 = \left(\frac{D_o}{2} + K_{пш} \cdot K_{дш} \cdot B_{ш} \right) \div 1000 = \left(\frac{235}{2} + 235 \cdot 0,9 \cdot 1 \right) \div 1000 = 0,249 \text{ м}$$

$K_{пш}=1$ – коэффициент профильности шины,

$K_{дш}=0,9$ – коэффициент деформации шины;

5.4.2. Определение передаточных чисел трансмиссии.

Передаточное число главной передачи определяется из условия движения автомобиля на высшей передаче с максимальной скоростью при определенном режиме работы двигателя (обычно нормальном).

$$I_0 = \frac{3,14 \cdot R_3 \cdot n_h}{30 \cdot I_{km} \cdot V_{max}} = \frac{3,14 \cdot 0,249 \cdot 4000}{30 \cdot 1 \cdot 21} = 4,964$$

$I_{km}=1$ – передаточное число коробки на высшей передаче, – прямая передача.

Передаточное число коробки на первой передаче:

$$I_{k1} = \frac{K_{дормакс} \cdot 9,807 \cdot m_a \cdot R_3}{K_{нодтп} \cdot I_0 \cdot M_{e\max}} = \frac{0,35 \cdot 9,807 \cdot 2,15 \cdot 0,249}{0,908 \cdot 4,964 \cdot 0,085} = 4,882$$

Максимальное значение передаточного числа коробки из условия сцепления:

$$I_{kc} = \frac{K_{сц} \cdot 9,807 \cdot B_3 \cdot K_{дз} \cdot R_3 \cdot m_a}{M_{e\max} \cdot I_0 \cdot K_{нодтп}} = \frac{0,8 \cdot 9,807 \cdot 0,55 \cdot 1,1 \cdot 0,249 \cdot 2,15}{0,085 \cdot 4,964 \cdot 0,908} = 6,138$$

Коэффициент сцепления на хорошей дороге $K_{сц}=0,8$, также должно соблюдаться условие $I_{k1} < I_{kc}$.

Ряд передаточных чисел коробки передач составляет геометрическую прогрессию:

$I_{kn} = I_{k1} \cdot q^{n-1}$, где n – номер передачи, q – знаменатель геометрической прогрессии, который равен:

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{I_{km}}{I_{k1}}} = \sqrt[3]{\frac{1}{4,964}} = 0,589$$

m – количество передач.

При проектировании трансмиссии передаточные числа уточняются в связи с определенным числом зубьев шестерен. Передаточные числа желательно изменять таким

образом, чтобы $\frac{I_{k2}}{I_{k1}} < \frac{I_{k3}}{I_{k2}} < \frac{I_{k4}}{I_{k3}}$.

$$I_{k2} = I_{k1} \cdot q^{n-1} = 4,889 \cdot 0,589^1 = 2,878$$

$$I_{k3} = I_{k1} \cdot q^{n-1} = 4,889 \cdot 0,589^2 = 1,696$$

$$I_{k4} = I_{k1} \cdot q^{n-1} = 4,889 \cdot 0,589^3 = 1$$

5.5 Расчет и построение тягового, мощностного баланса, динамической характеристики и возможных ускорений автомобиля.

5.5.1. Расчет скоростей движения.

Скорости движения автомобиля на всех передачах рассчитываются по формуле:

$$V_a = \frac{3,14 \cdot n \cdot R_3}{30 \cdot I_0 \cdot I_k} = \frac{3,14 \cdot 4800 \cdot 0,249}{30 \cdot 4,964 \cdot 1} = 25,2 \text{ м/с}$$

значения аргумента n берутся из скоростной характеристики двигателя /табл.5.2/.

Скорости движения заносим в соответствующие графы итоговой таблицы №5.4.

5.5.2. Расчет и построение тяговой диаграммы движения.

Касательная сила тяги на различных скоростных режимах работы для всех передач определяется:

$$P_k = \frac{M_e \cdot K_{nomp} \cdot I_0 \cdot I_k}{R_3} = \frac{0,051 \cdot 0,908 \cdot 4,964 \cdot 1}{0,249} = 0,926 \text{ Н.}$$

значение аргумента M_e берем из скоростной характеристики двигателя /табл.5.2/.

Силу сопротивления качению рассчитываем:

$$P_f = f_v \cdot 9,807 \cdot m_a = 0,019 * 9,807 * 2,15 = 0,407$$

где f_v – коэффициент сопротивления качению при определенной скорости движения:

$$f_v = f_0 \cdot \left(1 + 13 \cdot \frac{V_a^2}{20000} \right) = 0,019 \cdot \left(1 + \frac{25,2^2}{20000} \right) = 0,0211$$

f_0 – заданное значение коэффициента сопротивления качению.

Сила сопротивления воздуха:

$$P_w = 0,5 \cdot C_x \cdot \Pi_w \cdot F \cdot V_a^2 / 1000 = 0,5 * 0,95 * 1,293 * 3 * 25,2^2 / 1000 = 1,17 \text{ кН.}$$

Сила сопротивления качению и воздуха рассчитываются для значений скоростей движения на высшей передаче. Величины P_k , f_v , P_f , P_w заносим в соответствующие графы итоговой таблицы 2.4. На графике тяговой диаграммы движения наносим – $P_k = f(V)$ для всех передач, $P_f + P_w = f(V)$. По графику тягового баланса находим максимальную скорость движения V_{max} на данной дороге.

5.5.3. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля.

Динамический фактор на различных скоростных режимов работы двигателя для всех передач определяется:

$$\varDelta = \frac{(P_k - P_w)}{9,807 \cdot m_a} = \frac{(0,926 - 1,17)}{9,807 \cdot 2,15} = -0,012$$

и заносим в соответствующие графы итоговой таблицы 5.4.

5.5.4. Расчет и построение графика мощностного баланса.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению:

$$N_f = P_f \cdot V_a = 0,442 * 25,2 = 11,138 \text{ кВт.}$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха:

$$N_w = P_w \cdot V_a = 1,17 * 25,2 = 29,48 \text{ кВт.}$$

Мощность, подводимая к ведущим колесам автомобиля:

$$N_K = N_f + N_w = 11,138 * 29,48 = 40,61 \text{ кВт.}$$

Мощность теряемая в трансмиссии:

$$N_{mp} = N_k \cdot \left(\frac{1}{K_{nomp}} - 1 \right) = 40,618 \cdot \left(\frac{1}{0,908} - 1 \right) = 4,102 \text{ кВт.}$$

расчеты N_f , N_w , N_{tp} выполняются для скоростей движения автомобиля на высшей передаче и заносятся в соответствующие графы итоговой таблицы 5.4. На графике мощностного баланса наносим кривые $N_e=f(V)$ для всех передач, $N_f=f(V)$, $N_k=f(V)$, $N_k+N_{tp}=f(V)$. По графику находим максимальную скорость движения автомобиля V_{max} на данной дороге.

5.5.5. Расчет и построение графиков возможных ускорений автомобиля и величин, обратных ускорениям.

Ускорения на различных скоростных режимах работы двигателя для всех передач определяется:

$$J = \frac{(\varDelta - f_v) \cdot 9,807}{K_{\varphi pm}} = \frac{(-0,012 - 0,0211) \cdot 9,807}{1,921} = -0,298$$

где $K_{\varphi pm}$ – коэффициент вращающихся масс;

Определяется по формуле:

$$K_{\varphi pm1} = 1,04 + 0,0015 \cdot (I_0 \cdot I_K)^2 = 1,04 + 0,0015(4,964 * 4,882)^2 = 1,921$$

$$K_{\varphi pm2} = 1,346; K_{\varphi pm3} = 1,146; K_{\varphi pm4} = 1,077$$

Ускорения и величины, обратные ускорениям заносятся в соответствующие графы итоговой таблицы 16. На графиках наносим кривые $J=f(V)$ и $1/J=f(V)$ для всех передач.

Таблица 16. Итоговая таблица результатов динамического расчета автомобиля.

n	4800	4400	4000	3600	3200	2800	2400	2000	1600	1200	800	
V ₁	5,161	7,731	4,301	3.871	3,441	3,011	2,581	2,151	1,72	1,29	0,86	
P _{k1}	4,523	5,297	5,951	6,487	6,904	7,201	7,38	7,439	7,38	7,201	6,904	
D ₁	0,212	0,249	0,281	0,306	0,326	0,341	0,349	0,352	0,35	0,341	0,327	
J ₁	1,005	1,195	1,355	1,487	1,589	1,662	1,707	1,722	1,709	1,666	1,594	
E ₁	0,995	0,837	0,738	0,673	0,629	0,602	0,586	0,581	0,585	0,6	0,627	
V ₂	8,756	8,026	7,297	6,567	5,837	5,108	4,378	3,648	2,919	2,189	1,459	
P _{k2}	2,666	3,122	3,508	3,824	4,069	4,245	4,35	4,385	4,35	4,245	4,069	
D ₂	0,12	0,142	0,162	0,178	0,19	0,199	0,205	0,207	0,206	0,201	0,193	
J ₂	0,758	0,924	1,065	1,181	1,273	1,339	1,38	1,396	1,388	1,354	1,295	
E ₂	1,32	1,082	0,939	0,846	0,786	0,747	0,725	0,716	0,721	0,739	0,772	
V ₃	14,85 4	13,61 7	12,37 9		11,14	9,903	8,665	7,427	6,189	4,951	3,714	2,476
P _{k3}	1,572	1,84	2,068	2,254	2,399	2,502	2,564	2,585	2,564	2,502	2,399	
D ₃	0,055	0,071	0,085	0,096	0,105	0,112	0,117	0,119	0,119	0,117	0,113	
J ₃	0,326	0,464	0,583	0,683	0,763	0,824	0,866	0,889	0,892	0,875	0,84	
E ₃	3,068	2,154	1,714	1,464	1,31	1,213	1,154	1,125	1,121	1,142	2,191	
V ₄	25,2	23,1	21	18,9	16,8	14,7	12,6	10,5	8,4	6,3	4,2	
P _{k4}	0,926	1,085	1,219	1,329	1,414	1,475	1,512	1,524	1,512	1,475	4,414	
D ₄	- 0,012	4,823	0,019	0,032	0,042	0,051	0,058	0,063	0,066	0,066	0,066	
J ₄	- 0,298	-0,14	- 2,282	0,121	0,224	0,309	0,376	0,424	0,454	0,465	0,458	
E ₄	- 3,353	-7,14	- 4,382	8,246	4,456	3,233	2,661	2,359	2,202	2,149	2,181	
f ₄	0,021	0,020	0,019	0,018	0,017	0,017	0,016	0,016	0,015	0,015	0,015	
P _{f4}	0,442	0,421	0,400	0,379	0,358	0,358	0,337	0,377	0,316	0,316	0,316	
N _{f4}	11,13 8	9,725	8,41	7,163	6,014	5,262	4,246	3,538	2,654	2,022	1,327	
P _{w4}	1,17	0,983	0,813	0,658	0,520	0,398	0,292	0,203	0,13	0,073	0,032	
N _{w4}	29,48	22,71	17,07	12,43	8,74	5,85	3,68	2,13	1,09	0,46	0,13	

N _{tp4}	4,102	3,276	2,573	1,979	1,49	1,122	0,8	0,572	0,378	0,251	0,147
N _{k4}	40,61 8	22,10 3	25,48	19,59 3	14,75 4	11,11 2	7,926	5,668	3,744	2,48	0,457
N _{k+N} tp	44,72	35,71 1	28,05 3	21,57 2	16,24 4	12,23 4	8,726	6,24	4,122	2,733	1,604
P _{f+P_w}	1,807	1,568	1,348	1,146	0,964	0,822	0,678	0,573	0,467	0,401	0,353

V – скорость движения автомобиля, м/с;

P_k – касательная сила тяги, кН;

D – динамический фактор;

J – ускорение автомобиля, м/с²;

E – величина обратная ускорению, с²/м;

f - коэффициент сопротивления качению;

P_f – сила сопротивления качению, кН;

N_f – мощность затраченная на преодоление сопротивления качению, кВт;

P_w – сила сопротивления воздуха, кН;

N_w – мощность, расходуемая на сопротивление воздуха, кВт;

N_{tp} – потери мощности в трансмиссии, кВт;

5.6. Характеристики разгона.

5.6.1. Расчет и построение графика времени разгона.

Определение времени разгона автомобиля производим графо-аналитическим методом. Время разгона на каком-то участке изменения скорости движения приближенно

$$dt = \frac{dv}{J_{ep}}$$

можно определить:

Оно численно будет равно площади криволинейной трапеции, ограниченной осью абсцисс, кривой 1/J и двумя ординатами, проведенными из концов отрезка dv.

$$dt = F \cdot \mu_v \cdot \mu_{1/J} = 0,00676$$

где F – площадь криволинейной трапеции, кв.мм.

μ_v – масштаб скорости, на нашем графике $\mu_v = 0,166 \dots m/(с\ mm)$.

$\mu_{1/J}$ – масштаб величины, обратной ускорению, на графике $\mu_{1/J} = 0,04 \text{ с}^2/\text{м}\ \text{мм}$

$$\text{Суммарное время разгона: } t_{pas} = \sum dt$$

Время, затрачиваемое на переключение передач, не учитывается, так как оно в значительной степени зависит от субъективных качеств водителя. Так же из рассмотрения исключается время пробуксовки сцепления автомобиля. Поэтому считаем, что разгон автомобиля начинается со скорости V_{max}, соответствующей движению автомобиля на

первой передаче при минимально устойчивой частоте вращения коленчатого вала двигателя.

При максимальной скорости движения ускорение автомобиля $J=0$, а, следовательно, $1/J=\infty$. Поэтому расчет и построение графика времени разгона ведем до $V = 0,95 \cdot V_{\max}$. Площадь, ограниченную осью абсцисс, кривыми $1/J$ для всех передач и ординатами V_{\min} и $0,95V_{\max}$ разбиваем на несколько криволинейных трапеций соответственно числу передач. Ординаты проводим через точки пересечения кривых $1/J$ предшествующих передач. Каждую криволинейную трапецию дополнительно разбиваем на 2...5 частей, находим площади трапеций, рассчитываем время разгона. Результаты расчетов представлены в таблице 17.

Таблица 17. Время разгона автомобиля.

V , м/с	3,33	4,8	6,67	8,83	10	11,67	13,33	15,3	17	18,7	19,95
F , кв.мм	158	117	170	273	190	307	392	670	05	1325	1347
dt , с	1,06	0,78	1,13	1,83	1,27	2,05	2,63	4,49	6,06	8,88	9,02
$t_{\text{раз}}$, с	1,06	1,84	2,98	4,81	6,08	8,14	10,8	15,26	21,3	30,2	39,22

V – скорость конца участка;

F – площадь криволинейной трапеции;

dt – время разгона на одном участке;

t – время разгона нарастающим итогом.

По полученным данным построен график времени разгона автомобиля.

5.6.2. Расчет и построение графика пути разгона.

Путь разгона автомобиля определяем графо-аналитическим методом. Считая за достаточно малый промежуток времени скорость автомобиля величиной постоянной, путь разгона определяется: $dS = V \cdot dt$, т.е. он численно равен площади криволинейной трапеции, ограниченной осью ординат, кривой $t_{\text{раз}} = f(V)$ и двумя абсциссами, проведенными из концов отрезка dt .

$$dS = F \cdot \mu_v \cdot \mu_t, F=0,037 \text{ – площадь криволинейной трапеции, } \text{мм}^2$$

μ_v – масштаб скорости, в нашем случае равен $\mu_v=0,166\dots \text{м}/(\text{с}\text{мм})$;

μ_t – масштаб времени $\mu_t=0,222\dots \text{с}/\text{мм}$;

Суммарный путь разгона: $S_{\text{раз}} = \sum dS$. Рекомендуемое время разгона автомобиля от V_{\min} до $0,95V_{\max}$ разбиваем на 14 участков. Для каждого участка находим площадь трапеции, рассчитываем путь разгона и суммарный путь разгона. Результаты расчетов приведены в таблице 18.

Таблица 18. Путь разгона автомобиля.

V, м/с	3,53	4,8	6,67	8,83	10	11,67	13,33	15,3	17	18,7	19,95
F, кв.мм	46	93	167	362	337	581	898	1730	2700	4297	4694
dS м	1,702	3,44	6,2	13,39	12,47	21,5	33,23	64,01	99,9	158,9	173,6
S _{разМ}	1,702	5,142	11,34	24,73	37,2	58,7	91,93	155,9	225,8	419,8	588,51

V – скорость конца участка;

F – площадь криволинейной трапеции;

dS – путь разгона на одном участке;

S_{раз} – путь разгона нарастающим итогом.

По полученным данным построен график пути разгона автомобиля.

5.7. Оценка топливной экономичности автомобиля.

Топливная экономичность автомобиля оценивается расходом топлива в литрах на

$$q_{\text{п}} = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot V \cdot \Pi_T}$$

100км пройденного пути. Удельный путевой расход топлива определяем:

л/100км;

П_т – плотность топлива; П_т=0,725 кг/л – бензин;

N_e – мощность, развиваемая двигателем при движении с заданной скоростью;

g_e – удельный эффективный расход топлива двигателем на данном скоростном и

$$g_e = g_{\text{евх}} \cdot \left[a_1 \cdot \left(\frac{N_e}{N_{\text{евх}}} \right)^2 - a_2 \cdot \frac{N_e}{N_{\text{евх}}} + a_3 \right]$$

нагрузочном режиме

g_{евх} – удельный эффективный расход топлива по внешней скоростной характеристике двигателя для заданного скоростного режима (скорости движения);

N_{евх} – эффективная мощность двигателя по внешней скоростной характеристике для заданного скоростного режима (скорости движения);

a₁, a₂, a₃ – эмпирические коэффициенты /табл.19/

Таблица 19. Эмпирические коэффициенты для расчета топливной экономичности.

	a ₁	a ₂	a ₃
Карбюр. Двигат.	2,911	4,558	2,668

Режим максимальной скорости:

$$q_n = \frac{g_{en} \cdot N_{en}}{36 \cdot 0,725 \cdot V_{\max}} = \frac{305 \cdot 28,204}{36 \cdot 0,725 \cdot 21} = 15,69 \text{ л/100 км.}$$

Режим наиболее приемлемой скорости:

$$V_{np}=0,7*V_{\max}=0,7*21=14,7 \text{ м/с.}$$

$$N_{enp}=N_{tp}+N_f+N_{bo3}=1,122+5,262+5,85=12,234 \text{ кВт.}$$

$$N_{ebx}=23,889 \text{ кВт.} \quad g_{ebx}=259,25 \text{ г/кВт*ч.}$$

$$\begin{aligned} g_{enp} &= g_{ebx} \left[2,911 \left(\frac{N_{enp}}{N_{ebx}} \right)^2 - 4,558 \left(\frac{N_{enp}}{N_{ebx}} \right) + 2,668 \right] = \\ &= 259,25 \left[2,911 \left(\frac{12,234}{23,889} \right)^2 - 4,558 \frac{12,234}{23,889} + 2,668 \right] = 284,397 \text{ г/кВт*ч.} \end{aligned}$$

$$q_{nnp} = \frac{g_{enp} \cdot N_{enp}}{36 \cdot 0,725 \cdot V_{np}} = \frac{284,397 \cdot 12,234}{36 \cdot 0,725 \cdot 14,7} = 9,069 \text{ л/100 км.}$$

Анализ результатов расчета.

Проверка соответствия расчетных параметров автомобиля заданию на проектирование:

Параметры	Задание	Проектир.	%, откл.
V _{max} , м/с.	21	21	0
Максимальное дор. сопротивление	0,35	0,352	0,5

Сравнение параметров проектируемого автомобиля и прототипа:

	Проектир.	УАЗ-451
Собственная масса, т.	1	1,51
Вместимость, чел.	2	2
V _{max} , м/с	21	26,6
Номин. мощность, кВт.	28,2	55,2
Ном. част. врац. двиг., об/мин.	4000	4000
Расход топлива, л/100 км.	9,1	12

Максимальный угол подъема, преодолеваемый автомобилем:

$$f_v=0,015$$

$$\sin \alpha_{\max} = D_{\max} - f_v \sqrt{1 - D_{\max}^2} = 0,352 - 0,015 \cdot \sqrt{1 - 0,352^2} = 0,338$$

$$\alpha_{\max} = 19,76^0$$

Угол подъема, преодолеваемый автомобилем на высшей передаче:

$$f_v = 0,015$$

$$\sin \alpha_{\text{ен}} = D_{\max, \text{ен}} - f_v \sqrt{1 - D_{\max, \text{ен}}^2} = 0,066 - 0,015 \sqrt{1 - 0,066^2} = 0,051$$

$$\alpha_m = 2,93^0$$

Угол подъема, преодолеваемый автомобилем при наиболее приемлемой скорости движения:

$$f_v = 0,017$$

$$\sin \alpha_{np} = D_{np} - f_v \sqrt{1 - D_{np}^2} = 0,051 - 0,017 \sqrt{1 - 0,051^2} = 0,034$$

$$\alpha_{np} = 1,95^0$$

Критическая скорость автомобиля:

- на высшей передаче $V_{kp} = 10,5 \text{ м/с.}$

- на первой передаче $V_{kp1} = 2,15 \text{ м/с.}$

Заключение

В результате приведенных расчетов можно сказать следующее:

Расчетный трактор и автомобиль незначительно отличается от прототипа. Современное тракторостроение и автомобилестроение все больше требует внедрения вычислительной техники для ускорения процесса разработки новых транспортных и тяговых средств, с последующим качественным выходом на рынок. На сегодняшний день все больше ужесточаются требования к автомобилям тракторам в отношении:

1. Безопасности водителя и груза.
2. Безопасности для окружающей среды.
3. Экономичности топлива.
4. Стоимости автомобиля и его обслуживания.
5. Практичности использования в разных условиях эксплуатации.

Список использованной литературы:

1. Алексеев В.Н., Башков А.Ф., Фролов Д.В. "Методические указания к расчету курсовой работы по тракторам и автомобилям для студентов инженерного факультета по разделу Автотракторные двигатели", Оренбург 2015 г.
2. Баширов Р.М. Основы теории и расчета автотракторных двигателей/Р.М.Баширов – УФА.: БашГАУ, 2010 234 с.
3. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства, М.: Колос 2004.
4. Ксеневич И.П. и др. Тракторы. Конструкция. – М.: Машиностроение, 2000.
5. Вахламов В.К. Автомобили. Основы конструкции. – М.: Издательский центр «Академия», 2004.
6. Родичев В.А. Устройство и техническое обслуживание грузовых автомобилей. – М.: Издательский центр «Академия», 2004.
7. Николенко А.В. "Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей", М., Колос 1984 г.
8. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов. /А.И.Колчин, В.П.Демидов – 3-е изд. перераб. и доп.-М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.: ил.
9. Чудаков Д.А. «Основы теории и расчета трактора и автомобиля», М., Колос 1972 г.
10. Скотников В.А. «Основы теории и расчета трактора и автомобиля»
11. Колчин А.И., Демидов В.М. «Расчет автомобильных и тракторных двигателей».

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОМУ ИЗУЧЕНИЮ ВОПРОСОВ

Наименование вопроса

3.1 Теоретические циклы ДВС -4.

Основные понятия и определения термодинамических зависимостей. Теоретические циклы с изохорическим подводом тепла, изобарическим подводом тепла и смешанном подводом тепла. Замкнутые термодинамические циклы и открытые теоретические циклы. Состав и теплоемкость рабочего тела. Адиабатные и политропные процессы сжатия.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность определений, используемые условные обозначения.

3.2 Действительные рабочие циклы ДВС -4.

Обратимые и необратимые процессы. Характеристика действительных рабочих циклов. Процессы действительного рабочего цикла. Особенность процесса сгорания топлива. Особенности процессов впуска и выпуска газов в ДВС. Индикаторные диаграммы и их виды. Фазы газораспределения. Перекрытия клапанов и их влияние на мощность двигателя. Основные понятия и определения, принципы работы дизелей и бензиновых (карбюраторных и с впрыскиванием) двигателей. Рабочие процессы 2- и 4-тактных двигателей. Основные показатели работы двигателя. Система подачи и очистки воздуха. Система удаления отработавших газов. Способы смесеобразования в дизелях и их сравнительная оценка. Смесеобразование в карбюраторном двигателе и понятие о составе смеси..

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность определений, используемые условные обозначения.

3.3 Расчет процессов газообмена и сжатия -4.

Характеристика процессов газообмена в бензиновых и дизельных двигателях. Способы подачи свежего заряда и их особенности. Влияние окружающей среды на процессы газообмена. Как в процессе сжатия протекает теплообмен между стенками деталей, образующих надпоршневое пространство, и газами. Какими способами можно определить показатели политропы сжатия. Зная степень сжатия, как найти температуру в конце сжатия. Зная степень сжатия, как найти давление в конце сжатия

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений и расчетов.

3.4 Процессы сгорания и расширения -4.

Что собой представляет диссоциация продуктов сгорания. С использованием какого сходного уравнения находят температуру газов в конце сгорания. Почему в дизелях показатель политропы расширения меньше, чем ДсИЗ. Чем объяснить, что расширение происходит не по адиабате, а по политропе. По аналогии с процессом сжатия, какими способами можно было найти показатель политропы расширения. Выведите выражение для определения давления в конце расширения. Чем объяснить, что расширение происходит не по адиабате, а по политропе. По аналогии с процессом сжатия, каким способом можно было найти показатель политропы расширения. Выведите выражение для определения в конце расширения.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений и расчетов.

3.5 Индикаторные и эффективные показатели -4.

Показатели, характеризующие рабочий цикл двигателя. Что такое среднее индикаторное давление, индикаторная мощность, индикаторный кпд. Какими способами можно повысить индикаторную мощность двигателя. Что характеризует относительный кпд двигателя. Чем отличаются эффективные показатели от индикаторных. Что такое механические потери, среднее эффективное давление, механический кпд, эффективная мощность, эффективный кпд и эффективный удельный расход топлива. Как нагрузка на двигатель влияет на его эффективный кпд. Как можно повысить механический кпд двигателя.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений и расчетов.

3.6 Тепловой баланс и токсичность двигателей -4.

Что представляет собой тепловой баланс двигателя. Чем оценивается эффективность превращения тепла в работу. Чем отличается тепловой баланс в реальном двигателе. Влияние на потери тепла трение, теплообмен, неполнота сгорания и других причин. Распределение тепловой энергии топлива по внешнему тепловому балансу. Что такое приближенный тепловой баланс. Что позволяет, определит тепловой баланс. Степень совершенства теплоиспользования и пути уменьшения имевшихся потерь. Отдельные составляющие теплового баланса. Теплонапряженности деталей двигателя, Расчет системы охлаждения. Использования теплоты отработавших газов. Оценку распределения теплоты в двигателе. Типовые балансы двигателей. Общее количество теплоты, введенной в двигатели при номинальном скоростном режиме. Теплота, потеряянная из-за химической неполноты сгорания топлива. Адиабатный двигатель.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.7 Характеристики двигателей -4.

Приборы и оборудование для испытания ДВС и ТНВД. Что представляет собой характеристика двигателя и топливного насоса. Какие характеристики двигателя снимают. С какой целью снимают характеристики двигателя. Сколько характеристик может быть у двигателя. Какие возможности двигателя определяют характеристики, и какие параметры определяются по ним. Что собой представляет и как снимаются характеристики.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений и расчетов. Точность построения графиков.

3.8 Кинематика и динамика двигателя -4.

Кинематический и динамический расчет КШМ. Какие неуравновешенные силы возникают в двигателях. Чем отличаются силы инерции первого и второго порядков. Какой двигатель называют уравновешенный. Как уравновешены двухцилиндровые двигатели. Как уравновешены четырехтактные 4-х цилиндровые двигатели. Как строится тангенциальная диаграмма одно- и многоцилиндровых двигателей. Что собой представляет момент инерции подвижных деталей двигателя по его отдельным узлам и деталям.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений и расчетов. Точность построения графиков.

3.9 Перспектива развития тепловых двигателей -4.

Улучшение показателей поршневых двигателей. Новые типы двигателей. Экологические проблемы совершенствования двигателей и применения новых топлив.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.10 Динамика колеса -4.

Кинематика и условия качения колеса. Сопротивление качению колеса. Экспериментальное определение буксования. Коэффициент полезного действия ведущего колеса.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.11 Общая динамика колесной машины -4.

Общие сведения о составляющих тягового баланса. Сила сопротивления воздуха. Сила сопротивления качению. Сила сопротивления подъему. Сила инерции.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений и расчетов.

3.12 Общая динамика гусеничного трактора -4.

Кинематика гусеничного движителя. Силы, действующие в гусеничной цепи. Центр давления гусеничного трактора..

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений и расчетов.

3.13 Тяговая динамика трактора -5.

Тяговый расчет трактора и методика построения его теоретической тяговой характеристики. Тяговая характеристика трактора со ступенчатой трансмиссией. Выбор передаточных чисел трансмиссии трактора. Уравнение энергетического баланса и потенциальная тяговая характеристика трактора. Потенциальной тяговой характеристики трактора..

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений и расчетов.

3.14 Тяговая динамика автомобиля -6.

Общие положения. Выбор двигателя. Определение передаточных чисел главной передачи и коробки передач на первой передаче. Выбор структуры скоростного ряда коробки передач. Устойчивость системы двигатель – автомобиль – дорога. График тягового и мощностного баланса автомобиля. Динамический фактор и динамическая характеристика автомобиля. Тяговая диаграмма движения автомобиля. Мощностная характеристика автомобиля.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений и расчетов.

3.15 Разгон автомобиля -6.

Процесс трогания и разгона. Условие осуществления трогания и разгона МТА. Влияние эксплуатационных факторов и конструктивных параметров на разгон МТА. Время и путь разгона автомобиля.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений и расчетов.

3.16 Топливная экономичность автомобиля -6.

Топливная экономичность автомобиля. Топливно-экономическая характеристика автомобиля.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений и расчетов.

3.17 Тормозная динамика автомобиля -5.

Уравнение движения машины при торможении. Регулирование тормозных сил.
Способы торможения.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений и расчетов.

3.18 Устойчивость мобильных машин -6.

Продольная статическая устойчивость от опрокидывания и от сползания. Поперечная статическая устойчивость от сползания и от опрокидывания. Поперечная устойчивость на повороте. Характеристика продольной динамической устойчивости колесного трактора. Силы, действующие при повороте трактора. Мощность преодоления внешних сопротивлений при повороте гусеничного трактора. Кинематика поворота. Поворачивающий момент. Стабилизация управляемых колес. Колебания управляемых колес..

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений и расчетов.