

The left side of the page features a decorative vertical element consisting of five parallel black lines. A blue gear-shaped logo with the letters 'АиТ' in the center is positioned between the top and bottom sections of these lines.

НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ

Кафедра «Автомобили и тракторы»

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ
РАБОТЫ

Новосибирск 2017

УДК 62-144

Кафедра «Автомобили и тракторы»

Тракторы и автомобили: Методические указания по выполнению расчетно-графической работы/ Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т; Сост.: П.И. Федюнин, С.П. Матяш, С.П. Сальников, Е.А. Булаев, В.А. Вальков, С.В. Речкин.– Новосибирск, 2017.- 48 с.

Рецензент : канд. техн. наук. проф. В.В Коноводов

В методических указаниях изложен порядок расчета и оценки экономичности работы проектируемого двигателя трактора или автомобиля, тягового расчета трактора и динамического расчета автомобиля. Приложение содержит справочные и некоторые расчетные данные, коэффициенты.

Методические указания предназначены для студентов, обучающихся по очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 35.03.06 Агроинженерия, профилям «Технический сервис в агропромышленном комплексе» и «Технические системы в агробизнесе».

Утверждены и рекомендованы к изданию методическим советом Инженерного института (протокол №_10 от 30 мая 2017 г.).)

© Новосибирский государственный аграрный университет, 2017

© Инженерный институт, 2017

ЦЕЛЬ, ЗАДАЧИ И СОДЕРЖАНИЕ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ (РГР)

Цель РГР– закрепить и обобщить знания по специальным дисциплинам, выполнению расчетов и графоаналитического анализа.

В процессе работы студенты должны приобрести навыки пользования справочной литературой, государственными отраслевыми стандартами, компьютерами, дать экономическое обоснование проектируемых машин, научиться правильно оформлять технологическую документацию.

Индивидуальное задание по РГР содержит необходимые исходные данные и сроки проектирования, в нем указан также прототип трактора или автомобиля, на который следует ориентироваться при выполнении расчетов.

ГР состоит из расчетно-пояснительной записки объемом примерно 25-30 страниц и 2 листов чертежей с соблюдением ГОСТ ЕСКД. Все листы нумеруют и подшивают в общую обложку; рисунки и графики должны иметь подрисовочные надписи, цифровую масштабную сетку (графики).

Графическую часть работы выполняют на листах чертежной бумаги формата А1 и А2. При выполнении каждого раздела РГР необходимо пользоваться учебной и специальной литературой [1-9], а также таблицами приложения.

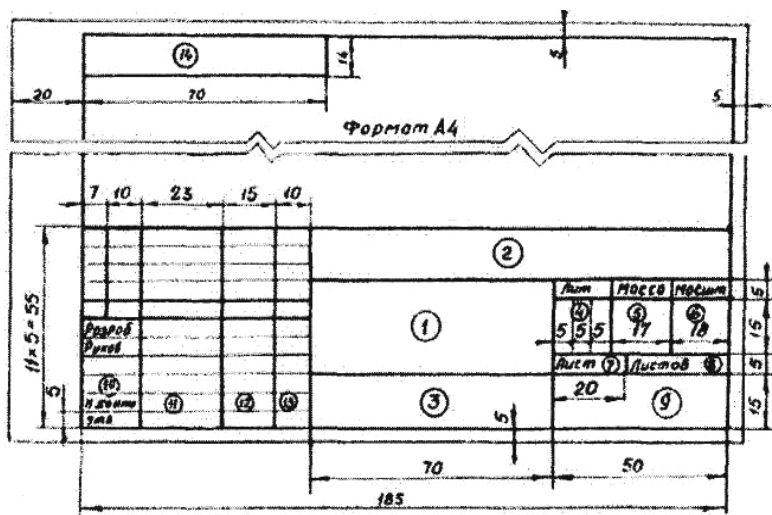


Рисунок 1 – Основная надпись для чертежей и схем (форма 1)

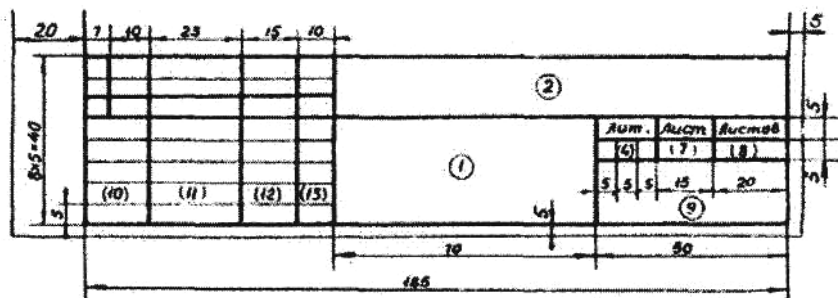


Рисунок 2 – Основная надпись первого или заглавного листа текстовых конструкторских документов (форма 2)

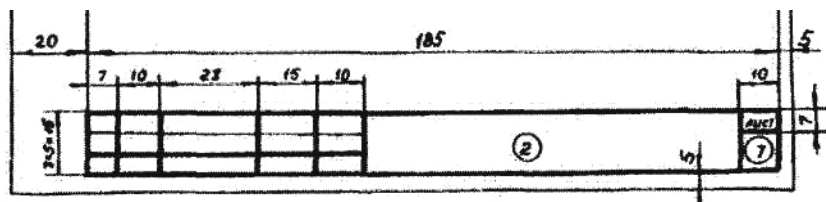
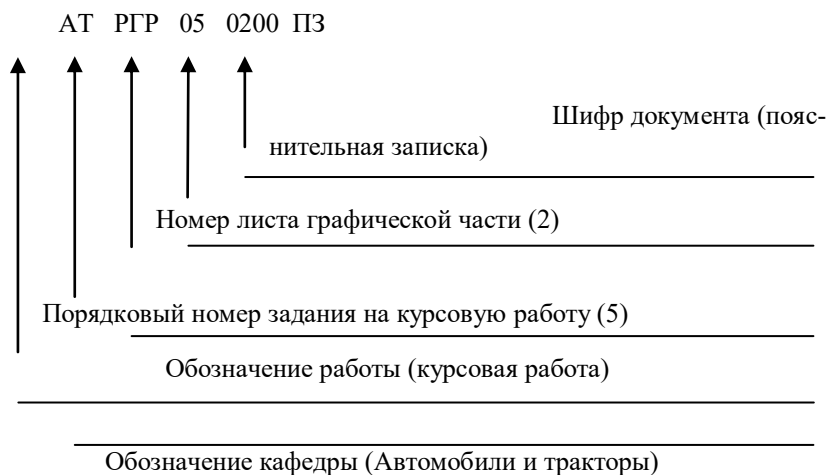


Рисунок 3 – Основная надпись для последующих листов чертежей (схем) и текстовых конструкторских документов (форма 2а)

В графе 2 основной надписи указывают обозначение документа, выполненное по следующей схеме:



Расчетно-пояснительная записка состоит из титульного листа, индивидуального задания на курсовую работу (первый лист пояснительной записки должен содержать только индивидуальное задание), содержания, расчетной части и списка использованной литературы.

Расчетная часть начинается со второго листа. Все вычисления записывают в определенной последовательности: название вычисляемой величины, ее символ – формула – численная подстановка всех величин в системе СИ без сокращений – окончательный результат вычислений с указанием размерности. Под формулой приводят пояснения всех символов, входящих в формулу. В случае большого количества однотипных расчетов следует провести одно первое вычисление по указанной форме, остальные вычисления допускается проводить в виде таблицы (например, при тяговом расчете трактора или динамическом расчете автомобиля). При этом количество значащих цифр при вычислении должно соответствовать необходимой точности (обычно достаточно трех значащих цифр).

При выполнении расчетов следует особое внимание уделить обоснованию выбора численного значения коэффициентов, типов систем и механизмов и т.п.

РГР состоит из следующих трех частей:

Часть 1. Тепловой, кинематический и динамические расчеты автотракторных двигателей.

Часть 2. Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора или расчет и построение динамической характеристики автомобиля (в зависимости от задания).

1. ТЕПЛОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Цель расчета - определение параметров рабочего цикла и размеров двигателя, необходимых для обеспечения работы трактора в данном тяговом классе с заданной рабочей скоростью или автомобиля установленной грузоподъемности с заданной максимальной скоростью.

Содержание раздела:

- тепловой расчет рабочего процесса и определение основных размеров двигателя, обеспечивающих требуемую мощность;
- построение графиков перемещения поршня S , скорости w , ускорения j , индикаторной диаграммы, сил инерции, суммарной диаграммы сил $P_r + P_j$, тангенциальных сил;
- техническая характеристика двигателя.

Все расчеты производят для режима номинальной (полной) мощности с учетом данных индивидуальных заданий и условий окружающей среды.

1.1. Определение необходимой мощности двигателя

1.1.1. Расчет номинальной мощности тракторного двигателя

С учетом номинального тягового усилия трактора, заданной скорости движения на первой передаче и других факторов номинальная мощность равна, кВт:

$$N_{en} = \frac{(P_n + fG_{ct}) \cdot V_{H1}}{3600 \eta_{mp} X_{\varepsilon}}, \quad (1)$$

где P_n - номинальное тяговое усилие для заданного класса трактора при первой основной скорости движения, Н [6, с.118];

G_r - сила тяжести, определяемая конструктивной массой трактора-прототипа, плюс масса заправочного материала, дополнительного оборудования, тракториста, принимаемая в пределах 7-10% от конструктивной массы, Н.

С целью уменьшения буксования, которое не должно превышать 18%, для колесных тракторов предусматривают балласт, масса которого принимается до 25% от конструктивной массы трактора;

V_{H1} - первая рабочая (основная) скорость трактора при P_n , км/ч;

$X_{\varepsilon}=0,84-0,86$ - коэффициент загрузки тракторного двигателя; для гусеничных тракторов - большая величина;

$\eta_{тр}$ - механический КПД трансмиссии: $\eta_{тр} = 0,96 \cdot \eta_{ц}^n \cdot \eta_{к}^n$,

где $\eta_{ц}$ и $\eta_{к}$ - соответственно КПД цилиндрической и конической пар шестерен, $\eta_{ц}=0,985$ и $\eta_{к}=0,975$;

n и n_1 - число пар шестерен, работающих в зацеплении на данной передаче;

f - коэффициент сопротивления качению, выбирают в зависимости от заданного фона поля (приложение 5).

1.1.2. Расчет номинальной мощности автомобильного двигателя

Номинальную мощность автомобильного двигателя рассчитывают по формуле

$$N_H = \frac{V_{\max}}{3600\eta_{\text{тр}}} \left(G\psi + \frac{K \cdot F \cdot V_{\max}^2}{13} \right), \quad (2)$$

где G - сила тяжести автомобиля с грузом, Н [6, с.194];

V - заданная максимальная скорость автомобиля в данных дорожных условиях, км/ч;

ψ - полный коэффициент дорожного сопротивления, для горизонтального участка пути $\psi=f$ выбирается в зависимости от заданного типа дорожного покрытия;

K - коэффициент обтекаемости автомобиля, для грузовых автомобилей в зависимости от обтекаемости кабины равен 0,6-0,75 кг/м , для легковых автомобилей и фургонов - 0,3-0,6 (большее значение для фургонов);

F - площадь лобового сопротивления автомобиля, м²;

$F = B \cdot H$, где B - колея автомобиля; H - габаритная высота автомобиля;

$\eta_{\text{тр}}$ - механический КПД трансмиссии, при максимальной скорости равен 0,85-0,9.

Для обеспечения необходимого динамического фактора в области средних эксплуатационных скоростей следует определить номинальную мощность $N_{\text{ен}}$ двигателя, увеличив N_H на 5-10%, причем больший процент - для большегрузных автомобилей.

1.2. Тепловой расчет рабочего процесса и определение основных размеров двигателя

Цель теплового расчета - теоретически исследовать процессы, происходящие в цилиндре двигателя; выявить факторы, влияющие на их протекание и показатели двигателя; рассчитать параметры газа в характерных точках диаграммы и построить индикаторную диаграмму; определить среднее индикаторное и эффективное давление и КПД двигателя; определить основные размеры двигателя (D и S), обеспечивающие требуемую мощность; оценить экономичность двигателя.

Приступая к тепловому расчету, необходимо:

- в соответствии с найденной мощностью двигателя, с учетом последних достижений в области двигателестроения, ориентируясь на прототип, наметить возможные пределы среднего эффективного давления, экономичности (удельный расход топлива) и скоростного режима [2, прил. 4 и 5; 9];

- выбрать и указать способ смесеобразования, тип камеры сгорания и наличие турбонаддува для дизеля или форму камеры сгорания - для бензинового двигателя [I, с.274-282];

- выбрать тип и указать фазы газораспределения, типы систем охлаждения, смазки и пуска проектируемого двигателя;

- произвести расчет для полной (номинальной) мощности с учетом индивидуального задания, особенностей проектируемого двигателя и условий окружающей среды;

- изучить теоретическую индикаторную диаграмму четырехтактного двигателя.

При проведении теплового расчета необходимо пользоваться учебниками [1-3], справочной литературой и конспектом лекций.

Примеры теплового расчета дизеля, дизеля с турбонаддувом, а также бензинового двигателя приведены в учебнике А.В. Николаенко [I, с.90-102]. Один из этих примеров следует взять за основу при выполнении теплового расчета двигателя согласно индивидуальному заданию.

1.3. Построение индикаторной диаграммы проектируемого двигателя

Теоретическая индикаторная диаграмма строится в осях P-V [I, с.102-106]. Расчет проводят аналитическим методом, используя полученные в результате теплового расчета значения давлений в характерных точках диаграммы P_a , P_c , P_z , P_B , P_r , а также значения показателей политропы n_1 и n_2 , степеней ϵ , ρ и δ . Следовательно, расчет сводится к определению промежуточных значений политроп сжатия и расширения в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала. Определяют условный размер камеры сгорания S_c :

$$S_c = \frac{S}{\epsilon - 1}, \quad (3)$$

где δ - ход поршня, м.

Рассчитывают путь поршня S_x при следующих углах поворота коленчатого вала α : 30, 60, 90, 120, 150° по формуле

$$S_x = R(1 + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha - \cos \alpha), \quad (4)$$

где λ - отношение радиуса кривошипа R к длине шатуна l ,

$$\lambda = \frac{R}{l} \quad (5)$$

Определяют текущее значение политропы сжатия P_{xc} в зависимости от угла поворота коленчатого вала α :

$$P_{xc} = P_a \left(\frac{S_c + S}{S_c + S_x} \right)^{n_1}, \quad (6)$$

Определяют текущее значение политропы расширения P_{xb} :

$$P_{xb} = P_B \left(\frac{S_c + S}{S_c + S_x} \right)^{n_2}, \quad (7)$$

Другой способ построения индикаторной диаграммы приведен в учебнике [3, с.51]. Для получения промежуточных значений политроп сжатия и расширения можно воспользоваться уравнениями

$$P_X V_X^{n_1} = P_a V_a^{n_1}, \quad (8)$$

$$P_X V_X^{n_2} = P_B V_B^{n_2}, \quad (9)$$

отсюда

$$P_X = P_a \left(\frac{V_a}{V_X} \right)^{n_1}, \quad (10)$$

$$P_X = P_B \left(\frac{V_B}{V_X} \right)^{n_2}, \quad (11)$$

Задавая различные значения V_x ($V_{x1} = \frac{3}{4} V_a$; $V_{x2} = \frac{1}{2} V_a$ и т.д. до $V_{x6} = \frac{1}{6} V_a$) получим соответствующие промежуточные значения давлений политропы сжатия P_{x1} , P_{x2} , P_{x3} и т.д. Аналогично рассчитывают и политропу расширения.

При построении индикаторной диаграммы в координатах P - V по оси абсцисс откладывают в масштабе значение V_h , численно равное ходу поршня S в пределах 100-150 мм. Затем слева от него откладывают значение объема камеры сгорания $V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$. Из полученного начала координат прово-

дят ось ординат, по которой в принятом масштабе давлений откладывают точки P_o , P_a , P_c , P_z (для дизеля P_z^1) и P_B . Для дизеля дополнительно отклады-

вают от начала координат отрезок, равный $V_z = V_c \rho$ и получают точку конца сгорания z . Масштаб выбирают таким образом, чтобы получить высоту диаграммы, равную 1,2-1,6 ее основания, при этом масштаб давлений обычно $\mu_p = 0,02-0,08$ МПа/мм. У карбюраторных двигателей откладывают величину $P_{z_d} = 0,85 P_z$, т.е. действительную величину давления P_{z_d} в конце сгорания, при этом линия с-з-д должна быть отклонена от вертикали на 4-6° по повороту коленвала. Затем находят текущие значения политроп $P_{xс}$ и $P_{xв}$ в зависимости от угла поворота коленчатого вала α , т.е. объема V , и соединяют по лекалу плавной кривой.

Для получения действительной диаграммы в точках С, z' , z и В сделать плавные округления.

Данная диаграмма должна быть выполнена в середине верхней части листа формата А1 динамического и кинематического анализа КШМ (см. индикаторную диаграмму и другие графики в образце курсовой работы на планшете в лабораториях кафедры «Автомобили и тракторы»). Пользуясь предложенной методикой, удобнее построить индикаторную диаграмму на листе формата А4, затем перенести ее без изменения на первый лист формата А1 графической части, разместить ось давлений вправо от линии отсчета $P = 0$. При выборе длины отрезка V_h можно условно принять $V_c = I$, тогда $V_a = \varepsilon \cdot I$; $V_h = \varepsilon - I$.

1.4. Кинематический и динамический анализ кривошипно-шатунного механизма

Пользуясь приложением к данным методическим указаниям и другими литературными источниками, для кинематического анализа выбрать λ . Обычно для наиболее распространенных двигателей $\lambda = 0,22-0,295$. Определить длину шатуна и поправку Ф.А. Брикса, равную $R\lambda/2$. При проведении кинематического анализа КШМ следует ориентироваться на соответствующие первоисточники [1, с.170-176; 2, с.115-123; 3, с.112-116].

1.4.1. Построение графиков перемещения, скорости и ускорения поршня

Кривые S_p , W_p и j в функции φ° , а также другие диаграммы графической части работы строят через каждые 15° поворота коленчатого вала. В левом верхнем углу листа формата А1 откладывают отрезок $S = 2R$ той величины, которая выбрана для построения индикаторной диаграммы (см. раздел 1.1), из центра O' радиусом R проводят полуокружность и ниже откладывают поправку З.А. Брикса, из полученного центра O_1 проводят внутреннюю вспомогательную полуокружность, которую делят на 12 частей через 15°, точки деления нумеруют и через них проводят тонкие горизонталы почти через всю длину листа. Для построения кривой перемещения поршня

$S_{\pi} = f(\varphi^0)$ верхнюю горизонталь на протяжении 360^0 поворота кривошипа, т.е. на длине около $(1,5-2)R$, делят на 24 части также через 15^0 , через точки деления проводят вертикали до пересечения с соответствующими по углу поворота φ^0 горизонталями, отмечают полученные точки и соединяют их плавной кривой. По формуле (81) [1] или (157) [2] подсчитывают значение скорости поршня W_{π} (м/с) для соответствующего λ и в выбранном масштабе строят линию $W_{\pi} = f(\varphi^0)$ в интервале $\varphi = 0-180^0$, используя в качестве оси среднюю вертикаль диаграммы $S_{\pi} = f(\varphi^0)$.

Значения функции $(\sin \varphi + \lambda / 2 \sin 2\varphi)$ для трех величин λ приведены в таблице 1.

Таблица 1

φ^0	Знак	λ			Знак	φ^0
		1/3,5	1/4	1/4,5		
0	+	0	0	0	-	360
15	+	0,33	0,321	0,317	-	345
30	+	0,623	0,608	0,6	-	330
45	+	0,85	0,832	0,823	-	315
60	+	0,989	0,974	0,966	-	300
75	+	1,037	1,028	1,024	-	285
90	+	1,0	1,0	1,0	-	270
105	+	0,894	0,903	0,907	-	255
120	+	0,742	0,757	0,765	-	240
135	+	0,564	0,582	0,590	-	225
150	+	0,376	0,391	0,399	-	210
165	+	0,187	0,196	0,2	-	195
180	+	0	0	0	-	180

Следует обратить внимание, что в зоне $74-80^0$ поворота кривошипа $W_{\pi} = W_{\pi \max}$. Для других значений λ данные таблицы 1 легко интерполируются. Ускорение поршня j можно подсчитать по формуле (82) [1] или (161) [2], для соответствующих углов и в интервале $\varphi = 0-180^0$ строят кривую $j = f(\varphi)$. Построение кривой ускорения методом касательных описано в литературе [3, с.114, рис. 436, 44; 2, с. 122 и 123, рис. 476]. Осью кривой ускорения служит та же ось, что для скорости поршня. При расчетах и построениях следует иметь в виду, что при $\varphi = 0$ имеет место $j_{\max} = R\omega^2(1+\lambda)$ при $\varphi = 180 \sim j_{\max} = -R\omega^2(1-\lambda)$, а при $W_{\pi} = W_{\pi \max}$ соответственно $j = 0$.

1.4.2. Определение масс и сил инерции движущихся частей кривошипно-шатунного механизма

Значения масс элементов КШМ для некоторых двигателей даны в приложении к данным методическим указаниям. Можно также воспользоваться удельными показателями, приведенными в таблице 21 [2] и 7 [1], справочной литературе [7]. Масса частей, движущихся возвратно-поступательно, состоит из массы поршневого комплекта плюс 0,275 массы шатуна. Зная j_{\max} и j_{\min} , можно определить $P_{j \max}$ и $P_{j \min}$, при этом силы инерции должны быть приведены к площади поршня F_p , выраженной в квадратных метрах, и иметь размерность МПа ($1 \text{ МПа} \approx 10,2 \text{ кг/см}^2$), т.е. ту же, что и индикаторное давление.

1.4.3. Построение графика сил инерции

Кривую сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс КШМ строят относительно вертикальной оси P_0 индикаторной диаграммы, откладывая вправо вверх значение $P_{j \max}$ для $\varphi = 0^\circ$ и внизу влево значение $P_{j \max}$ для $\varphi = 180^\circ$, при этом для графического определения суммарной силы P необходимо соблюдать равенство масштабов сил инерции и давления газов. Кривая P_j строится аналогично j методом касательных или по аналитическим данным для соответствующих углов, однако должно быть соблюдено правило: значения $W_{п \max}$, $j = 0$, $P_j = 0$ должны находиться на одной горизонтали при $\varphi = 74-80^\circ$ [3, рис.44].

1.4.4. Построение развернутой диаграммы суммарной силы

Суммарная сила P , действующая на поршень, определяется выражениями (89) [1], (176) [2] или (117) [3], действует вдоль оси цилиндров и приложена к центру поршневого пальца. Графически она определяется отрезком между линиями давления газов и сил инерции для данного угла φ поворота кривошипа. Для построения развернутой диаграммы $P = f(\varphi)$ несколько ниже середины листа формата А1 проводят горизонтальную ось протяженностью 720° (обычно 480 мм), разбивают на 48 частей, т.е. через 15° (10 мм), через точки деления проводят тонкие вертикали почти до низа листа, отмечают процесс впуска, сжатия и т.д. Измерив отрезки, равные P для соответствующих углов φ , откладывают их на ординате диаграммы с учетом знака (если сила P направлена к центру кривошипа - плюс, от центра кривошипа - минус) и проводят четкую диаграмму суммарной силы. В точках, где линия P_j пересекает линию давления газов в цилиндре, сила $P = 0$. Диаграмма $P = f(\varphi)$ не должна иметь резких перегибов и неожиданных скачков, за исключением процесса конца сжатия - сгорания ([1, рис.50; 3, рис.51], рисунок 4).

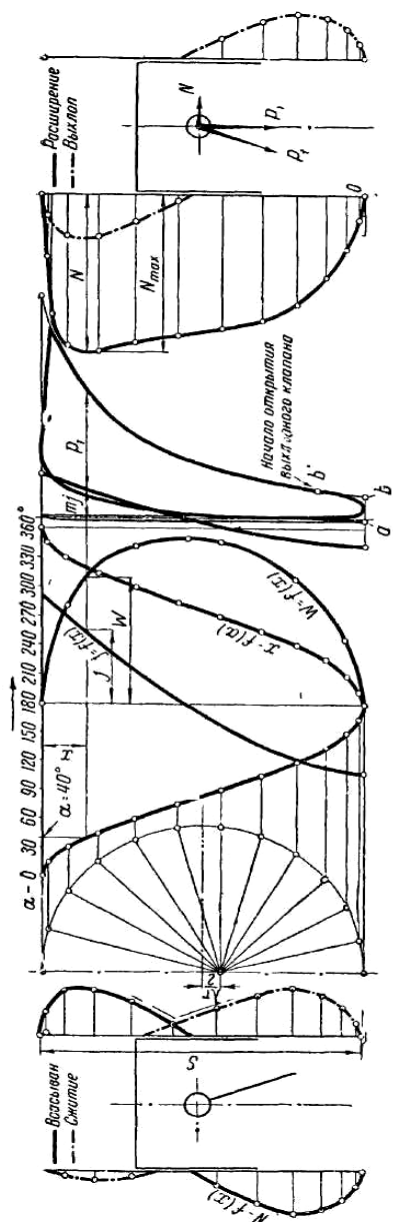


Рисунок 4 – Индикаторная диаграмма перемещений $x = f(\alpha)$, скорости $W = f(\alpha)$, ускорения $j = f(\alpha)$, а также диаграммы $N = f(\alpha)$.

1.4.5. Построение диаграммы тангенциальных сил

Тангенциальная сила T получается из разложения силы P и действует перпендикулярно кривошипу, создавая крутящий момент на коленчатом валу [1, рис.49, с.180-183; 2, с. 129-132; 3, с. 136-137]. Графически сила t (приведенное к площади поршня значение силы T) определяется с использованием схемы КШИМ, которая строится в правой части листа в ранее выбранном масштабе, для чего используется уже отложенный ход поршня S и горизонтальные линии, проведенные через 15° поворота кривошипа. Суть графического метода [3, рис. 566] заключается в том, что для данного угла поворота φ кривошипа OC (рисунок 6) на его продолжении откладывается отрезок CD , соответствующий значению суммарной силы P для данного угла φ^0 . Из его окончания проводятся $DK \perp BO$, т.е. опускается перпендикуляр на ось BO цилиндров. Длина отрезка DE до пересечения с линией шатуна и есть искомая величина силы t для данного угла φ . Схема КШИМ строится для 24 положений кривошипа (через 15°), а значение силы определяется для 48 положений, т.е. на протяжении 720° .

В нижней части листа графической части проекта на расстоянии примерно $1/6$ высоты листа и $1/5$ высоты от диаграммы силы P проводится ось абсцисс для диаграммы силы t , которая строится в той же сетке углов, что и диаграмма силы P . Сила t положительна, если ее направление совпадает с направлением вращения коленчатого вала, и отрицательна - если направлена против вращения. Значение силы t равно 0 в мертвых точках поршня и при $P = 0$, поэтому из точек диаграммы $P = f(\varphi)$, в которой $P = 0$, нужно опустить пунктирные линии до оси диаграммы t . Следует заметить, что абсолютное значение силы t не может быть больше силы P , поэтому амплитуды тангенциальной диаграммы значительно меньше, чем диаграммы силы P . Ориентировочный вид кривой T и $t = f(\varphi)$ представлен на рис. 57 и 58 [3]; 51, 74, 82 [2]; 50 [1].

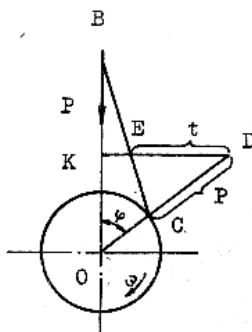


Рисунок 5 - Графическое определение силы t

1.4.6. Построение суммарной диаграммы тангенциальных сил и проверка правильности динамического анализа

Кривая изменения силы t в зависимости от φ является в определенном масштабе также и кривой изменения индикаторного крутящего момента на коленчатом валу. Следовательно, правильность построения тангенциальной диаграммы и других графических построений курсовой работы можно проверить исходя из мощности двигателя, которую следует определить по формуле, кВт:

$$N_e = \frac{M_{e \cdot cp} \cdot n}{9550} = \frac{T_{cp} \cdot R \cdot n \cdot \eta_M \cdot 10^6}{9550}, \quad (12)$$

где R - радиус кривошипа, м;

η_M - ранее найденный механический КПД двигателя;

$T_{cp} = t_{cp} F_n \mu_t$ - среднее за цикл значение тангенциальной силы (МПа);

F_n - площадь поршня, м²;

$\mu_t = \mu_p$ - масштаб сил диаграмм (МПа/мм);

t_{cp} - среднее значение силы t из тангенциальной диаграммы, мм. Для одноцилиндрового двигателя $t_{cp} = \Sigma F_i / l$, где ΣF_i - сумма всех площадей (с учетом знака) тангенциальной диаграммы, заключенных между линией $t = f(\varphi)$ и осью абсцисс (мм²);

l - длина оси абсцисс, на которой построена диаграмма, обычно $l = 480$ мм. Величина площадок F_i определяется планиметрированием фигур, подсчетом методом ординат на миллиметровой бумаге и т.д. На высоте t_{cp} вдоль всей оси абсцисс проводится линия среднего значения тангенциальной силы.

Для двигателя с числом цилиндров $i = 4$ и более строится суммарная диаграмма тангенциальных сил на протяжении оси абсцисс $\theta_{сум} = \frac{720}{i}$.

т.е. в случае $l_d = 480/i$ (мм). В этом случае $t_{cp} = \Sigma F_i / l_d$. Так, для четырехцилиндрового двигателя в один из тактов (например, расширение) сносятся три отрезка линии диаграммы $t = f(\varphi)$ остальных трех тактов, их ординаты суммируются с учетом знака на протяжении 180° , полученные точки соединяются плавной кривой линией $t_{сум} = f(\varphi)$ [3, рис.58, 2, рис.52], которая для наглядности вычерчивается более толстой или другим цветом.

Суммарная диаграмма шестицилиндрового двигателя строится из суммы ординат шести отрезков линии $t = f(\varphi)$ на протяжении 120° . При этом нужно учесть чередование тактов в шестицилиндровом двигателе, например 1-5-3-6-2-4 [4, с. 78, рис.67, 68]. Аналогично и для восьмицилиндрового двигателя. Для двухцилиндрового двигателя $t_{сум} = f(\varphi)$ строится на протяжении 720° с учетом порядка работы цилиндров 1-2-0-0. С этой целью строится еще тангенциальная диаграмма для второго цилиндра, но с отставанием по тактам

от первой на 180° , затем ординаты обеих линий суммируются и дают третью линию $t_{\text{сум}} = f(\varphi)$, по которой определяют $\sum F_i$ и $t_{\text{ср}}$. Необходимо учесть, что можно визуально определить правильность найденной величины ординаты $t_{\text{ср}}$, а именно: площадь фигур диаграммы $t_{\text{сум}} = f(\varphi)$ над линией $t_{\text{ср}}$ должна заполнять пустоты между осью абсцисс и линией $t_{\text{сум}} = f(\varphi)$ до прямоугольника (рисунок 6).

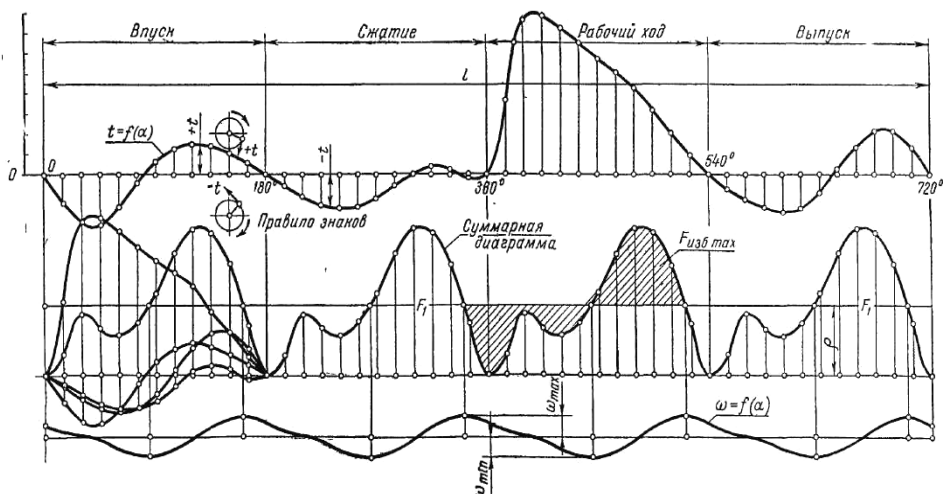


Рисунок 6 – Диаграмма тангенциальных усилий для четырехтактного четырехцилиндрового тракторного двигателя.

Допускается выполнение кинематического и динамического расчетов КШМ аналитическим способом.

2. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ РЕГУЛЯТОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

2.1. Регуляторная характеристика двигателя в функции от частоты вращения коленчатого вала

Регуляторная характеристика тракторного двигателя показывает изменение эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, крутящего момента, удельного и часового расходов топлива в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

Расчет и построение регуляторной характеристики двигателя в функции от скоростного режима рекомендуется вести в следующем порядке:

1. Задаваясь различными значениями частот вращения вала двигателя в процентах (100, 80, 60, 40) от номинальной величины (по заданию), определяют текущие значения N_e мощности двигателя на безрегуляторной ветви характеристики по эмпирической формуле, кВт:

$$N_e = N_H \left[C_1 \frac{n_e}{n_H} + C_2 \left(\frac{n_e}{n_H} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_H} \right)^3 \right], \quad (13)$$

где n_e и n_H – текущее и номинальное значения частот вращения коленчатого вала двигателя;

$C_1=0,5$; $C_2=1,5$ – для дизелей с непосредственным впрыском топлива;

$C_1=0,7$; $C_2=1,3$ – для дизелей с вихрекамерным смесеобразованием.

На регуляторной ветви характеристики принимают изменения мощности N_e по закону прямой линии от $N = 0$ до $N_{e \max}$.

2. Для определения $N_e = 0$ рассчитывают частоту вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу по формуле, мин^{-1} :

$$n_x = (1 + \delta_p) \cdot n_H \quad (14)$$

где δ_p – коэффициент неравномерности регулятора: для современных тракторных двигателей принимают $\delta_p = 0,07-0,08$.

3. Зная мощность и частоту вращения коленчатого вала двигателя, определяют крутящий момент по формуле, Н·м:

$$M_{кр} = 10^3 \frac{N_e}{w}, \quad (15)$$

где $w = \frac{\pi \cdot n_i}{30}$,

n_i – частота вращения коленчатого вала, соответствующая мощности двигателя N_{ei} .

4. По удельному расходу $g_{ен}$ топлива при номинальной мощности

двигателя определяют максимальный часовой расход топлива по формуле, кг/ч:

$$G_{T \max} = \frac{g_{en} \cdot N_e}{10^3}, \quad (16)$$

5. Для холостого хода двигателя принимают:

$$G_{TX} = (0.25 - 0.3) G_{T \max}, \quad (17)$$

Промежуточные точки часового расхода топлива на регуляторной ветви принимают по закону прямой линии.

6. По часовому расходу топлива и соответствующей мощности двигателя на регуляторном участке определяют удельный расход топлива по формуле, $\frac{г}{кВт \cdot ч}$:

$$g_{Ki} = \frac{10^3 G_{Ti}}{N_{ei}} \quad (18)$$

Кривая удельного расхода топлива поднимается вверх по мере снижения нагрузки двигателя.

7. Удельный расход топлива на безрегуляторной ветви при максимальном крутящем моменте двигателя принимают на 15-20% больше, чем при номинальной мощности. Промежуточные точки удельного расхода топлива можно принимать аналогично опытным данным соответствующих двигателей.

8. Зная удельный расход топлива на безрегуляторной ветви, определяют соответствующий расход топлива G_{Ti} по формуле, кг/ч:

$$G_{Ti} = \frac{g_{ei} \cdot N_{ei}}{10^3} \quad (19)$$

Результаты расчетов показателей работы двигателя заносят в сводную табл.2 для построения регуляторной характеристики.

Таблица 2. Результаты расчета для построения регуляторной характеристики.

$n, \text{мин}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$M_{кр}, \text{Нм}$	$G_T, \text{кг/ч}$	$g_k, \text{г/кВт} \cdot \text{ч}$
----------------------	-------------------	---------------------	--------------------	------------------------------------

Пользуясь полученными расчетными данными, строят график регуляторной скоростной характеристики дизельного тракторного двигателя в функции от частоты вращения коленчатого вала.

На рис. 7. приведен общий вид скоростной регуляторной характеристики, показывающей характер изменения:

$$M_{кр}, N_e, G_T, g_e = f(n)$$

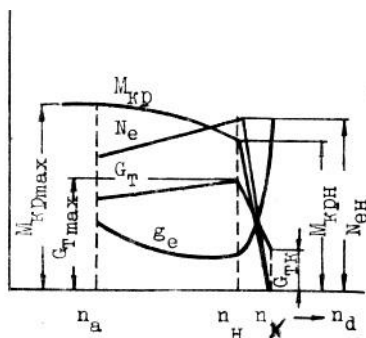


Рис. 7. Регуляторная скоростная характеристика дизельного двигателя

2.2. Регуляторная характеристика двигателя в функции от эффективной мощности

Исходными данными для построения регуляторной характеристики являются также расчетные данные табл.2. Примерная регуляторная характеристика показателей $M_{кр}$, n , G_t , $g_e = f(N_e)$ (рис.8) дает более полное представление о показателях работы двигателя в регуляторной зоне - в пределах работы регулятора, что используется при оценке работы комплекса сельскохозяйственных машин с данным типом трактора.

Нерегуляторная зона в пределах от $M_{крn}$ до $M_{крmax}$ характеризует работу двигателя при воздействии на его показатели корректирующего устройства регулятора в период кратковременных перегрузок. Для повышения эффективности работы машинно-тракторного парка следует стремиться к тому, чтобы средняя эксплуатационная нагрузка двигателя была по возможности выше в пределах регуляторной зоны, но не более 95% от максимальной мощности двигателя.

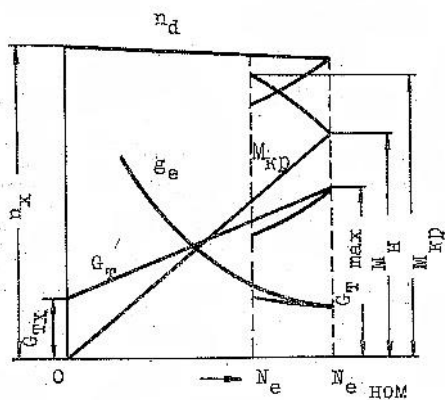


Рис. 8. Регуляторная характеристика дизельного двигателя

3. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

С некоторой долей погрешности внешняя скоростная характеристика может быть определена и построена для карбюраторных четырехтактных двигателей (табл. 3).

Для дизельных автомобильных четырехтактных двигателей с ограничителем также можно определить зависимость эффективной мощности от частоты вращения коленчатого вала (табл.4).

Таким образом, получив в результате расчета $N_{e\max}$ и n_{\max} и приняв их за 100%, можем рассчитать и графически построить внешнюю скоростную характеристику для двигателя проектируемого автомобиля.

На график также наносится кривая крутящего момента двигателя, каждая точка которой определяется по формуле, Нм:

$$M_{кр} = \frac{N_e}{\omega}, \quad (20)$$

Таблица 3

n, %	20	40	60	80	100	120
n, мин ⁻¹						
N _e , %	20	50	73	92	100	92
N _e , кВт						

Таблица 4

n, %	20	40	60	80	100	110
n, мин ⁻¹						
N _e , %	17	41	67	87	110	0
N _e , кВт						

Таблица 5

n, %	20	40	60	80	100	120
n, мин ⁻¹						
g _e , %	110	100	95	95	100	115
g _e , г/кВт·ч						

Кривая удельного расхода для двигателя строится на основании данных значений табл. 5.

За 100% удельного расхода топлива при 100%-м n следует принять для карбюраторного двигателя со степенью сжатия 6,5-7 и 305-325 г/кВт·ч, для дизельных двигателей 240-250 г/кВт·ч.

Часовой расход топлива для каждого значения частоты вращения коленчатого вала двигателя подсчитывают по формуле, кг/ч:

$$G_T = g_e N_e 10^{-3}, \quad (21)$$

И также наносят на график скоростной характеристики (рис. 9.)

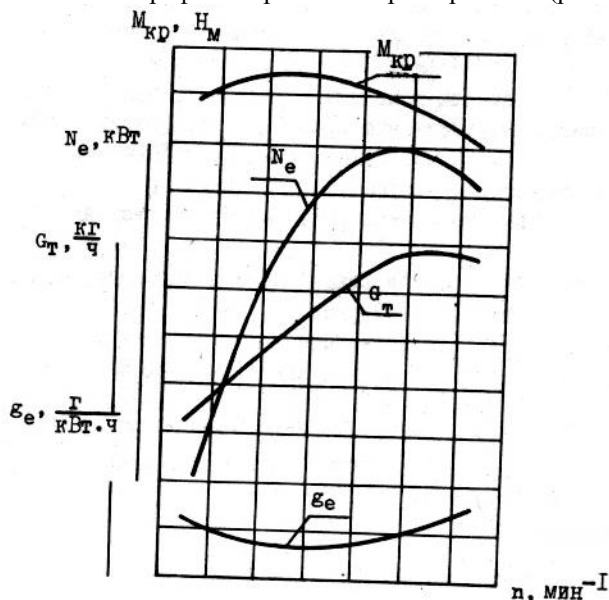


Рис. 9. Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя.

Подсчитывают значения $G_{тх}$ и M_{ex} для 6 точек, результаты всех расчетов заносят в соответствующую таблицу для дальнейшего построения характеристики.

3.1. Построение скоростной характеристики автомобильного дизеля

Автомобильный дизель оснащен ограничителем максимальной частоты вращения, имея $n_{\max} = (1,06-1,08) n_n$, при этом $N_e = 0$ и $M_e = 0$. Кривые характеристики строятся в пределе до $n_{\min} \approx (0,3-0,4) n_n$, при этом кривая M_e должна перейти через максимум и иметь одну точку на убывающей ветви M_e , т.е. при n_x меньше n_{\min} . Значения параметров подсчитываются по формулам:

$$N_{ex} = N_{en} \frac{n_x}{n_n} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_n} - \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right], \quad (22)$$

$$g_{ex} = g_{en} \left[1,55 - 1,55 \frac{n_x}{n_h} + \left(\frac{n_x}{n_h} \right)^2 \right], \quad (23)$$

и сверяются с соотношениями:

n, %	30	40	60	80	100	110
N _e , %	29	41	67	87	100	0

4. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

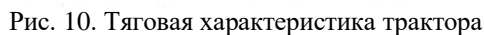
Определив основные конструктивные и экономические параметры тракторного двигателя и трактора в целом, приступают к построению теоретической тяговой характеристики, которая позволяет получить наглядное представление о тяговых и топливно-экономических показателях при различных режимах его работы [5, с. 19; 6, с. 119].

Теоретическая тяговая характеристика трактора (рис. 10) состоит из двух частей: нижней и верхней. Нижняя часть графика имеет вспомогательное значение и служит для нанесения основных исходных параметров тракторного двигателя. В верхней части графика прочерчивают ряд кривых, показывающих, как в заданных почвенных условиях, при установившемся движении на горизонтальном участке, в зависимости от нагрузки на крюке трактора изменяются его основные эксплуатационные показатели: буксование ведущих органов, скорости движения, тяговая мощность, удельный расход топлива и тяговый КПД трактора.

Аналитический расчет и графическое построение теоретической тяговой характеристики трактора производится в определенной последовательности: на нижнюю часть листа чертежной или миллиметровой бумаги размером 594x420 мм наносят (см. рис. 10) оси координат с повернутой осью ординат вниз. Затем по оси абсцисс от начала координат 0 в принятом масштабе откладывают для каждой передачи максимальную касательную силу тяги, подсчитанную по формуле

$$P_{K_{max}} = \frac{M_{K_{max}} \cdot i_{mpi} \cdot \eta_{mpi}}{r_k} = A \cdot M_{Kp_{max}}, \quad (24)$$

и номинальную



где $M_{кр\ max}$ - максимальный крутящий момент двигателя (см. табл. 2);

$M_{кр\ n}$ – крутящий момент двигателя при номинальной частоте вращения коленчатого вала (см. табл. 2);

$i_{\text{тр1}}$ - передаточное число трансмиссии;

η_{TP} - КПД учитывающий потери мощности в трансмиссии.

Учитывая, что касательная сила тяги трактора прямо пропорциональна крутящему моменту двигателя, по оси абсцисс от точки 0 для каждой заданной передачи в принятом масштабе наносят крутящие моменты двигателя $M_{кр}$ и

$M_{кр\ n}$ соответственно касательным силам тяги $P_{к\ max}$ и $P_{к\ n}$.

Затем по оси ординат вниз наносят масштабные шкалы эффективной

мощности, часового расхода топлива и частоты вращения коленчатого вала двигателя с таким расчетом, чтобы графики в регуляторной зоне не пересекались.

Далее с учетом количества передач и соответствующих крутящих моментов строят график показателей работы двигателя

$$N_e, G_T, n=f(M_{кр})$$

При этом образуются пучки кривых N_e с общим центром в точке 0, кривые G_T с общим центром в точке n_x и пучок кривых n с общим центром в точке n_x , соответствующие холостому ходу двигателя. Точки перегиба (вершины) кривых всех показателей регуляторной характеристики двигателя должны находиться на горизонтальной прямой и по вертикали соответствовать номинальным моментам двигателя.

Кривые, расположенные в нерегуляторной зоне в пределах от $M_{крн}$ до $M_{кр\max}$ для каждой передачи, строятся по расчетным точкам регуляторной характеристики (табл. 6). Кривые, нанесенные на график регуляторной характеристики для каждой передачи, должны заканчиваться при максимальных значениях крутящих моментов $M_{кр\max}$.

Примером построения нагрузочной характеристики двигателя в функции от крутящего момента может служить нижняя часть теоретической тяговой характеристики трактора (см. рис. 10). Следует учесть, что в зоне перегрузок от $M_{крн}$ до $M_{кр\max}$ кривые N_e, G_T строятся по точкам регуляторной характеристики, а в зоне действия регуляторов эти показатели изображаются прямыми линиями.

После построения нагрузочной характеристики определяют силу сопротивления качению по формуле

$$P_f = f \cdot G, \quad (26)$$

где f - коэффициент сопротивления качению;

Таблица 6

Передача	Расчетная точка	$N_e, \text{кВт}$	$n_d, \text{мин}^{-1}$	$G_T, \text{кг/ч}$	$P_n, \text{кН}$	$P_{кр}, \text{кН}$	$V_i, \text{км/ч}$	$N_{кр}, \text{кВт}$	$G_{кр}, \text{г/кВт·ч}$	$\delta, \%$	$\eta_{ту}$	
											$N_{кр}/N_e$	$\eta_{тр} \cdot \eta_g$

1
I 2
3
и т.д.
1
II 2

G- сила тяжести трактора.

Величина силы сопротивления качению P_f откладывается по оси абсцисс вправо от точки 0 до точки 0'. Полученная точка 0 будет являться началом координат непосредственно тяговой характеристики трактора. По оси абсцисс в масштабе касательной силы от точки 0' отсчитывается сила тяги на крюке трактора, определяемая по формуле $P_{кр} = P_k - P_f$, а по оси ординат вверх изображаются в своих масштабах тяговые показатели трактора: буксование движителей, скорости движения, тяговые мощности на крюке, удельный расход топлива по передачам и тяговый КПД.

Величина коэффициента буксования может быть подсчитана по эмпирической формуле

$$\delta = aP + bP^c, \quad (27)$$

где p - относительная сила тяги трактора, определяемая по формуле

$$P = \frac{P_{кр}}{\varphi \cdot \lambda_k \cdot G}, \quad (28)$$

Для гусеничных тракторов и колесных со всеми ведущими колесами $\lambda_k = 1$, поэтому величина относительной силы тяги будет определяться по формуле

$$P = \frac{P_k}{\varphi \cdot G}, \quad (29)$$

Безразмерные коэффициенты a , b , c зависят от типа трактора и почвенных условий. Для колесных тракторов принимают $a = 0,13$; $b = 0,013$; $c = 8$, для гусеничных $a = 0,04$; $b = 4,0$; $c = 8$. Для ориентировочных расчетов величина буксования в пределах до максимальной мощности двигателя имеет линейную величину, прямо пропорциональную тяговой нагрузке трактора.

Далее для каждой заданной передачи определяют теоретическую скорость на холостом ходу ($P_{кр} = 0$) по формуле, км/ч:

$$V_T = 0,377 \frac{n_D \cdot r_k}{i_{mp}}, \quad (30)$$

где r_k -радиус качения ведущего колеса (звездочки);

n_D - частота вращения коленчатого вала двигателя в минуту.

Зная величину буксования δ и теоретическую скорость движения, подсчитывают для каждой передачи рабочие скорости по формуле, км/ч

$$V_p = V_T(1 - \delta) = 0,377 \frac{n_D \cdot r_k}{i_{mp}}(1 - \delta), \quad (31)$$

По формуле

$$N_{кр} = \frac{P_{кр} \cdot V_p}{3600}, \quad (32)$$

для каждой передачи определяют мощность на крюке трактора, кВт.

Для оценки топливной экономичности трактора определяют удельный расход топлива по формуле, г/кВт·ч:

$$g_{кр} = \frac{10^3 G_{Ti}}{N_{кр}}, \quad (33)$$

где G_{Ti} - соответствующий часовой расход топлива по нижней части графика регуляторной характеристики двигателя, кг/ч.

Условный тяговый КПД трактора подсчитывают по формуле

$$\eta_{ту} = \frac{N_{кр}}{N_e}, \quad (34)$$

где $N_{кр}$ и N_e - определяются по графику (см. рис. 10).

Проверку $\eta_{ту}$ производят по формуле

$$\eta_{ту} = \eta_{тр} \cdot \eta_f \cdot \eta_\delta$$

Если расчет по двум формулам сделан правильно, то результаты должны совпадать или быть близкими. Для построения теоретической тяговой характеристики трактора полученные расчетные тяговые показатели для каждой передачи заносят в табл. 6.

После построения графика тяговой характеристики трактора составляют баланс мощности трактора для установившегося движения.

Мощность на крюке трактора и значения δ , V , G , P_k берут из графика теоретической тяговой характеристики трактора (см.рис.10).

В заключение следует проанализировать расчетные показатели трактора в целом сравнительно с прототипом и сделать краткие выводы.

5. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ

Динамической характеристикой автомобиля называют графически выраженную зависимость динамического фактора от скорости движения автомобиля на различных передачах [5, с.31; 6, с. 163].

Как известно, динамический фактор представляет собой отношение избыточной касательной силы к силе тяжести автомобиля:

$$D = \frac{P_k - P_B}{G_a}, \quad (35)$$

где P_k - касательная сила тяги автомобиля;

P_B - сила сопротивления воздуха;

G_a - сила тяжести автомобиля с грузом.

Величина динамического фактора зависит от характера протекания кривой крутящего момента двигателя, передаточного числа трансмиссии, скорости движения автомобиля и его массы.

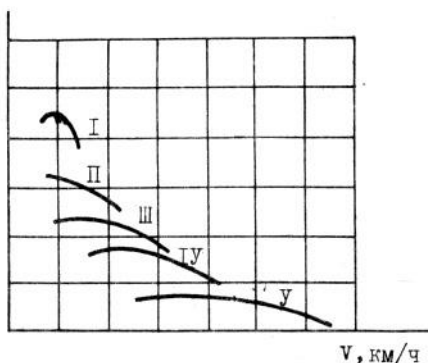


Рис.11. Динамическая характеристика автомобиля

С целью получения данных для построения динамической характеристики автомобиля проводят ряд расчетов в определенной последовательности:

1. Задают ряд значений частот вращения коленчатого вала двигателя - 20, 40, 60, 80 и 100, 120% от $n_{\text{не max}}$.
2. Для выбранных частот вращения коленчатого вала двигателя подсчитывают величины скоростей автомобиля на каждой передаче по формуле, км/ч:

$$V = 0.377 \frac{n_i \cdot r_k}{i_k \cdot i_o}, \quad (36)$$

3. Определяют величину касательной силы тяги по передачам, Н:

$$P_k = \frac{M_{кр} \cdot i_k \cdot i_o \eta_{TP}}{r_k}, \quad (37)$$

Величину $M_{кр}$ при каждом значении частоты вращения коленчатого вала определяют по ранее построенной внешней скоростной характеристике двигателя.

4. Подсчитывают значения силы сопротивления воздуха для скоростей движения автомобиля, соответствующих исходным значениям частоты вращения коленчатого вала двигателя по формуле, Н:

$$P_g = k \cdot \rho \cdot F \cdot V^2, \quad (38)$$

где k - коэффициент обтекаемости (безразмерная величина). Для легковых автомобилей $k=0,1-0,2$, для грузовых $k=0,4-0,5$;

ρ - плотность воздуха, $\rho = 1,213 \text{ кг/м}^3$;

F - площадь лобовой поверхности, м^2 . Для легковых автомобилей $F=0,775 \text{ ВН}$, для остальных $F = \text{ВН}$ (В , Н - соответственно ширина и высота машины);

V - скорость автомобиля, м/с^2 .

5. Определяют величину динамического фактора для каждой скорости на всех передачах по формуле 32.

6. Полученные данные заносят в табл. 7.

Таблица 7

Передача	V , км/ч	N_v , мин^{-1}	$M_{\text{кр}}$, Нм	P_k , Н	P_v , Н	D
----------	---------------	------------------------------	----------------------------------	--------------------	--------------------	-----

7. По расчетным данным строят кривые динамического фактора для каждой передачи (рис.11).

8. По динамической характеристике автомобиля следует определить:

- максимальную скорость движения на прямой передаче по горизонтальному асфальтированному шоссе;

- максимальный динамический фактор на высшей и низшей передачах;

- величину максимально возможного подъема автомобиля в градусах на высшей и низшей передачах при движении по асфальтированному шоссе и сухой грунтовой дороге.

6. ЗАДАЧИ ПО ИНДИВИДУАЛЬНОМУ ЗАДАНИЮ

При решении задачи следует пользоваться литературой стр. 34.

1. Определить давление в конце процесса впуска P_a в МПа, если атмосферное давление P_0 равно 750 мм рт.ст., а суммарные потери на впуске $\sum P_c$ составляют 0,15 кгс/см².

2. Произвести перевод единиц в технической системе измерения в систему СИ: мощность 100 кс = ...кВт; крутящий момент 1 кгм = ... Нм; тяговое усилие 5 тс = ...кН; давление 1 кгс/см² = ... МПа; теплота 1 кал = ... Дж. Указать единицы перевода и соответствующие формулы.

3. Определить температуру T_c и давление P_c в конце процесса сжатия на пусковом режиме дизеля А-41 при $n_{\min} = 150 \text{ мин}^{-1}$, температуре окружающей среды $t_o = -15^\circ\text{C}$, давлении $P_0 = 730 \text{ мм рт.ст.}$ Угол запаздывания закрытия впускного клапана 50° , коэффициент сохранения заряда $\epsilon = 0,85$.

4. Определить температуру T_c и давления P_c в конце процесса сжатия на пусковом режиме дизеля Д-240 при частоте вращения коленчатого вала $n_{\min} = 110 \text{ мин}^{-1}$, температуре окружающей среды $t_o = -20^\circ\text{C}$, давлении $P_0 = 745 \text{ мм рт.ст.}$ Угол запаздывания закрытия впускного клапана 55° , коэффициент сохранения заряда $\epsilon = 0,9$.

5. Определить мощность электростартера для пуска 4-цилиндрового дизеля с рабочим объемом $V_h = 4,8 \text{ л}$ при температуре окружающей среды минус 15°C с использованием загущенного масла М-4₃/8В₂, минимальная пусковая частота вращения коленчатого вала $n_{\min} = 150 \text{ мин}^{-1}$.

6. Определить мощность электростартера для пуска дизеля А-41 при температуре окружающего воздуха минус 20°C с использованием масла М-4₃/8В₂, пусковая частота $n_{\min} = 175 \text{ мин}^{-1}$.

7. Определить мощность электростартера для пуска дизеля Д-144 при температуре окружающего воздуха минус 25°C с использованием масла М-4₃/8В₂ и аэрозольных баллонов с ЛВЖ.

8. Определить мощность пускового двигателя для пуска дизеля А-01 при температуре окружающего воздуха минус 10°C с использованием зимнего масла М-8В₂. Найти передаточное число редуктора пускового агрегата.

9. Определить мощность пускового двигателя для пуска дизеля ЯМЗ-240Б (трактор К-701) при температуре окружающего воздуха минус 20°C с использованием масла М-4₃/8В₂. Найти передаточное число пускового агрегата.

10. Показать по формулам, чем отличаются предпусковые параметры температура T_c и давление P_c дизелей при пуске от этих же параметров дизелей, работающих на номинальном режиме.

11. Начертить и объяснить индикаторную диаграмму и диаграмму фаз газораспределения двухтактного карбюраторного двигателя с кривошипно-камерной продувкой.

12. Подобрать аналоги отечественных масел М-10В₁ и М-4_з/10В₂ к маслам в системе SAE и API.

13. Подобрать аналоги масла SAE-5W/20CB и SAE-30SD к отечественным маслам (ГОСТ 17495.1-85).

14. Определить массу противовесов одноцилиндрового двигателя для уравнивания центральных сил инерции, если масса неуравновешенных вращающихся частей составляет $m = 4$ кг, ход поршня $S = 120$ мм, радиус центра тяжести противовесов $\rho = 40$ мм.

15. Определить силу тяги, необходимую для равномерного движения полностью нагруженного автомобиля ЗИЛ-431410 (ЗИЛ-130) со средней скоростью 55 км/ч по асфальтированной дороге, имеющей подъем 3°. Коэффициент обтекаемости $k_w = 0,5$ кг/м³.

16. Рассчитать и построить график зависимости тормозного пути от времени срабатывания тормозов от 0,4 до 1,2 с при движении по сухому асфальту и скорости в начале торможения 40 км/ч, времени реакции водителя 0,5 с, коэффициенте $\delta_{вр} = 1,12$.

17. Рассчитать силу сопротивления воздуха для автомобиля ГАЗ-3307 (ГАЗ-53А) на третьей и четвертой передачах при номинальной частоте вращения коленчатого вала. Коэффициент обтекаемости $k_w = 0,5$.

18. Рассчитать величину поперечной составляющей центростремительной силы на повороте с равномерной скоростью движения грузового автомобиля ЗИЛ-431410 (ЗИЛ-130) при радиусе поворота 80 м и скорости 40 км/ч.

19. Определить, какой максимальный угол подъема может преодолеть груженный автомобиль ЗИЛ-431410 (ЗИЛ-130), двигаясь равномерно на прямой передаче со скоростью 70 км/ч по дороге, характеризующейся коэффициентом сопротивления качению $f = 0,015$. Коэффициент обтекаемости $k_w = 0,55$.

20. Проанализировать продольную устойчивость колесного трактора МТЗ-80 с навесным орудием массой 650 кг, центр тяжести которого расположен на расстоянии 800 мм от задней оси на высоте 850 мм от почвы.

21. Рассчитать и построить график зависимости остановочного пути автомобиля от коэффициента сцепления колес с дорогой ϕ от 0,2 (замедление) до 0,8 (сухой асфальт) при начальной скорости 70 км/ч, времени реакции водителя 0,5 с, времени срабатывания тормозов 0,3 с, коэффициент $\delta_{вр} = 1,19$.

22. Определить начальную скорость движения автомобиля V , если остановочный путь составил 70 м при сухом асфальте. Время реакции

водителя 0,6 с, время срабатывания тормозов 0,2 с, коэффициент $\delta_{\text{вр}} = 1,18$.

23. Рассчитать силу сопротивления воздуха для автомобиля ГАЗ-3307 (ГАЗ-53А) на третьей и четвертой передачах при номинальной частоте вращения коленчатого вала. Коэффициент обтекаемости $k_w = 0,5$.

24. Рассчитать величину динамического фактора автомобиля ГАЗ-3307 при скорости движения 60 км/ч на прямой передаче и номинальной частоте вращения коленчатого вала. Коэффициент обтекаемости $k_w = 0,55$.

25. Рассчитать величину коэффициента буксования трактора МТЗ-80 при следующих условиях: сила тяги на крюке $P_{\text{кр}} = 0,4$ кН, коэффициент использования сцепного веса $\varphi_{\text{кр}} = 0,7$, безразмерные коэффициенты $A = 0,77$ и $B = 8,82$.

26. Рассчитать величину коэффициента буксования трактора ДТ-75М при движении по полю, подготовленному под посев. Сила тяги на крюке $P_{\text{кр}} = 1,5$ кН.

27. Рассчитать величину коэффициентов буксования трактора МТЗ-80 при движении по сухому бетону и по полю, подготовленному под посев. Сила тяги $P_{\text{кр}}$ составляет 0,5 кН.

28. Определить величину среднего эффективного давления P_e двигателя автомобиля ГАЗ-3307 на номинальном режиме работы.

29. Определить величину среднего эффективного давления P_e дизеля Д-240 трактора МТЗ-80 на номинальном режиме работы.

30. Определить величину среднего эффективного давления P_e пускового двигателя П-350 на номинальном режиме работы.

31. Определить размерность четырехтактного четырехцилиндрового дизеля $S \times D$ (ход и диаметр поршня) мощностью 60 кВт, среднее эффективное давление составляет 0,7 МПа, угловая скорость коленчатого вала $\omega = 200 \text{ с}^{-1}$.

32. Определить размеры $S \times D$ четырехцилиндрового четырехтактного дизеля мощностью $N_e = 65$ кВт, частота вращения $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, среднее индикаторное давление 1,2 МПа, механический КПД $\eta_m = 0,8$.

33. Показать различие сил инерции первого порядка P_{j1} и сил инерции второго порядка P_{jII} по величине и углу поворота коленчатого вала.

34. Показать отличие индикаторных диаграмм дизелей без наддува и с наддувом.

35. На сколько процентов уменьшится действительная скорость движения трактора, если потери от буксования δ возрастут с 0,03 до 0,013?

36. Определить, как изменится мощность, необходимая для преодоления сопротивления воздуха, при увеличении скорости с 50 до 63

км/ч.

37. Чему равен динамический фактор автомобиля, движущегося со скоростью 65 км/ч? Сила тяжести автомобиля $G = 29400$ Н; тяговая сила на ведущих колесах $P_k = 1921$ Н; фактор сопротивления воздуха $k_w = 0,5$; площадь лобового сопротивления $F = 5.48$ м².

38. Определить, какой максимальный угол подъема может преодолеть автомобиль, двигаясь равномерно на прямой передаче со скоростью 70 км/ч по дороге, характеризуемой коэффициентом сопротивления качению $f = 0,02$.

Технические данные автомобиля: сила тяжести $G = 14700$ Н; касательная сила тяги $P_k = 1362$ Н; фактор сопротивления воздуха $k_w = 0,439$; площадь лобового сопротивления $F = 2,9$ м².

39. Как изменится динамический фактор автомобиля при увеличении касательной силы тяги P_k с 1176 Н до 1764 Н? Автомобиль движется равномерно со скоростью 90 км/ч, его сила тяжести $G = 14700$ Н, фактор сопротивления воздуха $k_w = 0,335$, площадь лобового сопротивления $F = 1,9$ м².

40. Определить минимальный путь торможения автомобиля со скорости 60 км/ч до полной остановки при торможении всех колес на горизонтальном участке дороги, характеризуемой коэффициентом сцепления $\phi = 0,4$ и коэффициентом сопротивления качению $f = 0,02$. Сопротивлением воздуха пренебречь.

41. Подсчитать величину суммарного момента сил трения и реакции почвы на погруженные в почву элементы гусениц трактора, движущегося на повороте с установившейся скоростью без прицепа. Технические данные трактора: сила тяжести $G = 49000$ Н; длина опорных поверхностей гусениц $L = 1,6$ м; коэффициент, учитывающий реакции почвы на погруженные в почву элементы гусениц $\mu = 0,4$.

42. Выполнить расчет водяного радиатора карбюраторного двигателя, принимая по тепловому расчету следующие исходные данные: Q – кДж/кг, G_r – кг/ч, i , D , n , s , m_g , $T_{\text{воздуха}}$, k – коэффициент теплоотдачи Вт/(м²·К), V_v – м/с, ρ_v – МПа, $T_{\text{воз.ср.}}$ – К, ϕ_r – объемный коэффициент компактности радиатора.

43. На рисунке 12 приведен график ускорения автомобиля на одной передаче. Найти время разгона от 20 до 60 км/ч. Необходимо разбить интервал скорости с разницей в скорости 5 км/ч.

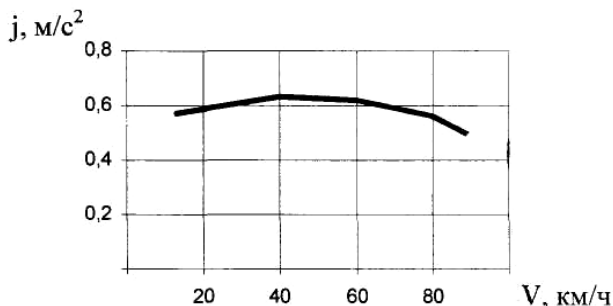


Рисунок 12 – График ускорения автомобиля

44. Автомобиль при равномерном движении на дороге, характеризуемой коэффициентом сопротивления качению f , равным 0,025, может преодолеть подъем, угол которого α составляет $3^\circ 40'$. Найти динамический фактор автомобиля.

45. Рассчитать скорость движения автомобиля модели ГАЗ-3796, ГАЗ-3302 на трех передачах. Передаточное отношение: I – 4,50; II – 2,340; IV – 1,395. Передаточное число главной передачи – 5,125. Радиус качения колеса 470 мм.

46. Указать, как изменится мощность, необходимая на преодоление сопротивления воздуха, при увеличении скорости автомобиля с 50 до 100 км/ч.

47. Что такое относительный радиус поворота и как его можно определить?

48. Исходя из каких величин можно определить передаточное число редуктора ВОМ?

49. Момент трения муфты сцепления должен превышать передаваемый ею номинальный крутящий момент, т.е. $M_{\phi} = \beta \cdot M_{\text{в}} = P \cdot \mu \cdot z_{\text{тр}} \cdot z$,

где β – один из главных параметров муфты – коэффициент запаса. Как он определяется?

50. Определить все размеры чугунного маховика тракторного дизеля, если момент инерции движущихся частей двигателя $Q_m = 4000 \text{ Нм} \cdot \text{с}^2$. Диаметр маховика принять равным 0,4 м.

Библиографический список

Основная

1. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства: М.: ИД ФОРУМ: НИЦ ИНФРА-М.-2014.-506 с. (*ЭБС «Инфра-М»*)
2. Стуканов В.А. Устройство автомобиля: Учебное пособие / В.П. Передерий. - М.: ИД ФОРУМ: НИЦ ИНФРА-М, 2014. - 288 с. (*ЭБС «Инфра-М»*)

Дополнительная

1. Богатырев, А.В. Тракторы и автомобили : учеб. для студ. сред. спец. учеб. завед. по спец. "Механизация сел. хоз-ва" / под ред. к.т.н., проф. А.В. Богатырева. - Москва : Колос, 2005. - 399с.
2. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства: учебник для студентов вузов по спец. "Механизация сел. хоз-ва". - Москва : КолосС, 2004. - 503 с.
3. Гуревич, А.М. Тракторы и автомобили : учеб. для с.-х. техникумов. - 4-е изд., перераб. и доп. - Москва : Колос, 1978. - 479 с. : ил. - (Учеб. и учеб. пособия для с.-х. техникумов). - Библиогр.: 473с..
4. Родичев, В.А. Тракторы и автомобили : учеб. для сред. проф-техн. училищ. - 2-е изд., перераб. и доп. - Москва : Агропромиздат, 1987. - 351 с. : ил. - (Учебники и учеб. пособия для подгот. кадров массовых прфессий). - Библиогр.: 347с.
5. Тракторы и автомобили. Конструкция: учебное пособие для студентов вузов по спец. "Механизация переработки сельскохозяйственной продукции" / под ред. О.И. Поливаева. - Москва : Кнорус, 2010. - 256 с.
6. Котиков, В.М. Тракторы и автомобили: учебник для СПО по спец. "Механизация сельского хозяйства" и "Техническая эксплуатация подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования". - 4-е изд., стер. - Москва: Академия, 2012. - 416 с.
7. Тракторы и автомобили. Конструкция: учебное пособие / под общ. ред. О.И. Поливаева. - Москва : КноРус, 2013. - 252 с.
8. Гребнев В.П. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства [текст] : учебное пособие / под общ. ред. О.И. Поливаева. - 2-е изд., стер. - Москва : КноРус, 2013. - 264 с.
9. Родичев, В.А. Тракторы и автомобили. Двигатель шасси. Оборудование. Электрооборудование : учеб. пособие. - 3-е изд., пер.и доп. - Москва : Колос, 1996. - 336 с.

Новосибирский государственный аграрный университет

Инженерный институт

Кафедра «Автомобили и тракторы»

Курсовая работа

Расчет трактора (автомобиля) _____
(марка)

Выполнил: студент _____ группы

(Фамилия И. О.)

Проверил: _____

(Фамилия. И. О.)

Новосибирск 2017

ЗАДАНИЕ №
на курсовую работу

Выдано студенту _____ группа _____

Провести расчет трактора или автомобиля:

Прототип _____ Тип двигателя _____
 Тяговый класс трактора (кН), грузоподъемность (пассажиро-
 вместимость) автомобиля (ТС) _____
 Атмосферные условия: P_0 , МПа _____, T _____ °К
 Степень сжатия _____, кол-во цилиндров _____
 Средняя скорость поршня, м/с _____
 кол-во передач _____
 Почвенный фон (для трактора) или тип дорожного покрытия
 (для автомобиля) _____
 Максимальная скорость автомобиля или первая рабочая ско-
 рость трактора, км/ч _____
 Шаг звена гусеничной цепи, мм _____
 Кол-во активных зубьев колеса _____
 Коэффициент приспособленности K_p _____
 Приведенный (максимальный) коэффициент дорожного сопро-
 тивления ψ_{\max} _____
 Состав топлива: С _____ %, Н _____ %, О _____ %

Дата выдачи задания _____
 Дата сдачи курсовой работы _____
 Подпись преподавателя _____

Приложение 3

Шины ведущих колес (ГОСТ 7364—80) для тракторов и самоходных шасси

Обозначение шины	Норма стойкости	Нормы эксплуатационных режимов шин, работающих на тракторах и сельскохозяйственных машинах, при скорости 30 км/ч			
		максимально допустимая нагрузка на шину и давление в шине, соответствующее этой нагрузке		минимально допустимое давление в шине и максимальная нагрузка на шину, соответствующая этому давлению	
		нагрузка, Н (кгс)	давление, МПа (кгс/см²)	давление, МПа (кгс/см²)	нагрузка, Н (кгс)
8,3—20	8	8340(850)	0,245(2,5)	0,078(0,8)	4020(410)
9,5—32	6	10450(1065)	0,206(2,1)	0,078(0,8)	5930(605)
9,5—42	6	12020(1225)	0,206(2,1)	0,078(0,8)	6770(690)
11,2—20	8	11530(1175)	0,206(2,1)	0,098(1,0)	7500(765)
11,2—28	6	10990(1120)	0,176(1,8)	0,078(0,8)	6820(695)
11,2—42	6	12650(1290)	0,157(1,6)	0,108(1,1)	10150(1035)
13,6 R38	6	16280(1660)	0,175(1,6)	0,098(1,0)	12460(1270)
14,9—30	6	16330(1665)	0,137(1,4)	0,098(1,0)	13340(1360)
15,5 R38	8	20210(2060)	0,176(1,8)	0,098(1,0)	14270(1455)
15,5—38	8	20210(2060)	0,176(1,8)	0,098(1,0)	14270(1455)
16,9 R30	8	22020(2245)	0,167(1,7)	0,098(1,0)	16090(1640)
18,4 L30	6/10	20800(2120)	0,108(1,1)	0,108(1,1)	20800(2120)
		27610(2815)	0,176(1,8)	0,108(1,1)	20800(2120)
18,4 R34	8	25160(2565)	0,137(1,4)	0,108(1,1)	22070(2250)
21,3 R24	10	24520(2500)	0,157(1,6)	0,098(1,0)	18640(1900)
23,1 R26	12	35410(3610)	0,167(1,7)	0,108(1,1)	27960(2850)
23,1—26	12	35410(3610)	0,167(1,7)	0,108(1,1)	27960(2850)
28,1 R26	12	41200(4200)	0,167(1,7)	0,108(1,1)	32370(3300)

Шины пневматические для грузовых автомобилей, автоприцепов и автобусов

Обозначение шины	Норма стойкости	Тип рисунка протектора	Нормы эксплуатационных режимов		
			максимально допустимая нагрузка для двоянных колес и внутреннее давление, соответствующее этой нагрузке		максимальная скорость, м/с
			нагрузка, Н	давление, МПа	
220—508					
(7,50—20)	8	универсальный	12500	0,6	28
220—608					
(7,50—24)	8	универсальный	12500	0,5	28
240—608	8...10	универсальный			

Техническая характеристика

Параметры	Д-120	Д-144	Д-65Н	Д-240	СМД-62	ЯМЗ-238НБ
1	2	3	4	5	6	7
Номинальная мощность $N_{ен}$, кВт	22	44,1	44,1	55,1	123,1	158,2
Число цилиндров, i	2	4	4	4	6	8
Частота вращения n_n при номинальной мощности, об/мин	2200	2000	1750	2200	2100	1700
Степень сжатия, ϵ	16,5	16,5	17,3	16	15	16,5
Диаметр цилиндра, мм	105	105	110	110	130	130
Ход поршня, мм	120	120	130	125	115	140
Рабочий объем цилиндров V_h , л	2,08	4,15	4,94	4,75	6,33	14,86
Средняя скорость поршня $W_{пор}$, м/с	8,8	8,0	7,6	9,2	8,05	7,9
Среднее эффективное давление P_e , МПа	0,58	0,532	0,61	0,63	0,76	0,77
Минимальный удельный расход топлива g_e , г/кВт·ч	264	252	252	258	250	238
Удельная масса двигателя m_N , кг/кВт	12,6	9,0	12,9	7,8	7,8	7,4
Масса поршневого ком- плекта m_n , кг	2,15	2,15		2,544	4,15	4,15
Масса шатунной группы $m_{ш}$, кг	2,58	2,58		2,7	3,85	7,2
Длина шатуна $L_{ш}$, м	0,217	0,217		0,23	0,21	0,265
Фазы газораспределения						
впуск						
открытие до ВМТ	16	16		16	3	20
открытие после НМТ	40	40		46	46	46
выпуск						
открытие до ВМТ	40	40		56	65	66
открытие после НМТ	16	16		18	8	20

дизелей

ЯМЗ-240Б	СМД-14А	СМД-14Н	СМД-19/20	А-41	Д-160	ЯМЗ-740
8	9	10	11	12	13	14
220,8	55,2	60	92	66,2	118	154,4
12	4	4	4	4	4	8
1900	1700	1700	1900	1750	1200	2600
16,5	17	17	17	16,5	14	17
130	120	120	120	130	145	120
140	140	140	140	140	205	120
22,29	6,33	6,33	6,33	7,45	13,53	10,85
8,9	7,93	7,93	8,87	8,17	8,54	10,4
0,64	0,63	0,72	0,92	0,61	0,85	0,66
238	264	250	248	250	242	238
7,6	12,4	11,4	7,8	14,0	16,7	4,73
4,15	2,96	2,96	2,96	4,15	5,90	2,97
7,2	4,01	4,01	4,01	4,62	9,10	3,25
0,265	0,214	0,214	0,214	0,265	0,2685	0,2247
20 56	10 46	10 46	10 46	20 50	8 37	
56 20	56 10	56 10	56 16	50 20	47 10	

Приложение 5

Техническая характеристика автомобильных двигателей

Параметры	ГАЗ-3307	ЗИЛ-4314	ЗИЛ-4331	ВАЗ-2106
Номинальная мощность $N_{ен}$, кВт	84,4	110	110	56,5
Число цилиндров, i	8	8, V	8, V	4
Частота вращения n_n при номинальной мощности, об/мин	3200	3200	3200	5600
Степень сжатия, ε	6,7	6,5	7,1	8,5
Диаметр цилиндра, мм	92	100	-	76
Ход поршня, мм	80	95	-	80
Рабочий объем цилиндров V_h , л	4,25	5,97	6,00	1,45
Средняя скорость поршня $W_{пор}$, м/с	8,53	10,13	9,63	1,693
Среднее эффективное давление P_e , МПа	0,74	0,69	0,83	0,83
Минимальный удельный расход топлива g_e , г/кВт·ч	230	240	230	225
Удельная масса двигателя m_N , кг/кВт	2,72	3,93	4,6	
Масса поршневого комплекта m_n , кг	0,72	0,83	0,45	
Масса шатунной группы $m_{ш}$, кг	0,89	1,32	0,95	
Длина шатуна $L_{ш}$, м	0,151	0,196	0,202	
Фазы газораспределения				
впуск				
открытие до ВМТ	24	31	9	12
открытие после НМТ	64	83	51	40
выпуск				
открытие до ВМТ	50	67	47	42
открытие после НМТ	22	47	13	10

Приложение 6

Коэффициенты сопротивления качению f тракторов

Тип пути	Тракторы	
	колесные	гусеничные
Стерня	0,07-0,09	0,075-0,095
Залежь	0,06-0,08	0,06-0,07
Луг	0,08-0,11	0,07-0,085
Вспаханное поле	0,12-0,17	0,085-0,12
Поле, подготовленное под посев	0,16-0,20	0,10-0,14
Целина	0,04-0,06	0,05-0,06
Грунтовая сухая дорога	0,03-0,05	

Коэффициенты сопротивления качению и сцепления автомобиля

Тип дороги	f	$\varphi_{\text{сц}}$
Асфальтированное шоссе	0,15-0,020	0,6-0,75
Сухая грунтовая дорога	0,032-0,050	0,5-0,7
Гравийно-щебеночная дорога	0,020-0,030	0,4-0,5
Снежная укатанная дорога	0,030-0,070	0,3-0,35
Цементно-бетонная дорога	0,014-0,018	0,7-0,8
Грунтовая дорога после дождя	0,05-0,15	0,35-0,5
Обледенелая дорога	0,02-0,025	0,1-0,25
Песок	0,1-0,3	0,65-0,75

Приложение 7

Технические характеристики сельскохозяйственных тракторов

Параметры	T-40M	MTЗ-80	T-150K	K-701	ДТ-75M	T-150
Номинальная сила тяги, кН	9,0	14,0	30,0	50,0	30,0	30,0
Колесная схема	4x2	4x2	4x4	4x4	Эластичная подвеска	Эластичная подвеска
Номинальная мощность двигателя, кВт	44	48,8	121,44	220,8	66,1	110,3
Номинальная частота вращения коленчатого вала, об/мин.	2000	2200	2100	1900	1750	2000
Масса трактора эксплуатационная, кг	2560	3340	8020	13100	6250	7030
Продольная база трактора, мм	2145	2370	2860	3200	2546	2870
Колея, мм	1200-1800	1200-1800	1680-1860	2115	1435	1435
Расстояние по горизонтали от центра тяжести трактора до оси ведущих колес, мм		875		1925	1275	1455
Координата центра тяжести по вертикали, мм		900				
Радиус ведущих колес, мм	710	725	700	780	355	379
Размер шин в дюймах:						
передних колес	6-16	7,5-20	530x610 мм	23,1-26	-	-
задних колес	11-38	13,6-38	530x610 мм	1700-665	-	-
Дорожный просвет, мм	500-1650	650	400	540	326	300
Распределение массы по осям, кг:						
передней	-	-	-	8500	-	-
задней	-	-	-	4600	-	-

Продолжение приложения 7

Параметры	T-40M	MT3-80	T-150K	K-701	ДТ-75М	T-150
Наибольшая высота точки прицепа, мм	750	550	369		330	474
Передаточные числа трансмиссии на передачах:						
первой	89,2	$\frac{241,95}{319,9}$	59,4	73,06	44,36	37,36
второй	74,9	$\frac{142,1}{187,88}$	50,3	60,27	39,74	33,12
третьей	63,6	$\frac{83,55}{110,47}$	44,3	49,93	35,69	29,37
четвертой	54,4	$\frac{68,0}{89,92}$	37,9	41,52	32,14	26,90
пятой	29,4	$\frac{57,43}{75,93}$	27,7	29,78	28,88	24,97
шестой	20,5	$\frac{49,06}{64,88}$	23,4	24,53	25,95	22,12
седьмой	-	$\frac{39,94}{52,81}$	20,6	20,32	21,04	19,63
восьмой	-	$\frac{33,73}{44,59}$	17,64	16,99	2	14,94
девятой	-	$\frac{18,13}{23,98}$	-	-	-	-
Высота центра тяжести над уровнем почвы, мм	-	-	-	-	712	-
Ширина звена гусениц, мм	-	-	-	-	390	415
Длина опорной поверхности гусениц, мм	-	-	-	-	1612	1800
Радиус начальной окружности ведущей звездочки, мм	-	-	-	-	355	379

Примечание: В числителе – без редуктора, в знаменателе – с редуктором.

Технические характеристики автомобилей

Наименование	ГАЗ-3307	ЗИЛ-431410
Грузоподъемность, т	4,0	5,0
Масса автомобиля, кг	3250	4300
Масса при наибольшей нагрузке, кг	7400	9525
Номинальная мощность двигателя, кВт	84,6	110,3
Номинальная частота вращения коленчатого вала, об/мин	3200	3200
Максимальный крутящий момент, Нм	284,4	402
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте	2200	2000
База автомобиля, мм	3700	3800
Расстояние по горизонтали от задней оси до центра тяжести, мм	1750	1800
Высота центра тяжести, мм	820	800
Ширина колеи передних колес, мм	1630	1800
Ширина колеи задних колес, мм	1690	1790
Площадь лобового сопротивления, м ²	3,6	4,1
Радиус качения колес, мм	470	480
Максимальная скорость, км/ч	86	90
Полная масса на переднюю ось, кг	1810	2625
Полная масса на заднюю ось, кг	5590	7900
Общие передаточные числа трансмиссии на первой передаче	42,7	48,0
второй передаче	20,06	26,4
третьей передаче	11,3	14,8
четвертой передаче	6,67	9,5
пятой передаче	-	6,45

Приложение 9

Размерности коэффициента использования сцепного веса при максимальном тяговом усилии $\varphi_{кр. \max}$ и безразмерных коэффициентов A , B

Тип трактора	Опорная поверхность	$\varphi_{кр. \max}$	A	B
Колесный 4х2	Сухой бетон	0,76	0,8	24,4
	Стерня зерновая на суглинистом черноземе	0,7	0,77	8,82
	Стерня зерновая на супеси	0,6	0,75	8,81
	Поле, подготовленное под посев	0,55	0,65	7,85
Гусеничный	Стерня зерновая на тяжелосуглинистом черноземе	0,75	0,8	73
	Стерня зерновая на среднесуглинистом черноземе	0,67	0,75	47,6
	Поле, подготовленное под посев	0,62	0,68	30

Составители:

Павел Иванович Федюнин
Сергей Петрович Матяш
Сергей Петрович Сальников
Евгений Александрович Булаев
Валерий Анатольевич Вальков
Сергей Васильевич Речкин

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

Методические указания по
выполнению расчетно-графической работы

Подписано к печати 30 мая 2017 г.
Формат 60×84^{1/16} Объем 2,9 уч.-изд. л.
Изд. № _____. Заказ № _____.
Тираж 100 экз.

Отпечатано в мини-типографии Инженерного
института НГАУ
630039, Новосибирск, ул. Никитина, 147, ауд. 209