

А.В. Богатырев, С.Н. Девянин, В.Л. Чумаков, Д.В. Анашин, Р.С.Федоткин

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ.

Тепловой расчет ДВС

Учебное пособие

по выполнению курсовой работы:

"Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания"

Москва
ООО «Сам полиграфист»
2024

УДК. 621.431.3.

Рецензент: Капустин Александр Васильевич, кандидат технических наук, доцент Новгородского государственного университета имени Ярослава Мудрого» (г. Великий Новгород, Российская Федерация)

Богатырев А.В., Девянин С.Н., Чумаков В.Л. Тракторы и автомобили. Тепловой расчет ДВС. Учебное пособие. / А.В. Богатырев, С.Н. Девянин, В.Л. Чумаков, Д.В. Анашин, Р.С.Федоткин – М.: ООО «Сам полиграфист», 2024, - 49 с.

ISBN 978-5-00227-410-9

В учебном пособии изложена методика теплового расчета рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания, предполагающая изучение базовых методов расчетного прогнозирования показателей рабочего цикла, а также мощностных и экономических показателей двигателей с учетом особенностей их конструктивного исполнения, режимов работы и основных регулировочных параметров.

Учебное пособие по выполнению курсовой работы " Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания", предусмотрено программой дисциплины «Силовые агрегаты» и предназначено для студентов высших учебных заведений по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство, бакалавров по направлению 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства.

© Богатырев А.В., Девянин С.Н., Чумаков В.Л., Анашин Д.В., Федоткин Р.С., 2024

© ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева, 2024

© ООО «Сам полиграфист», 2024

ВВЕДЕНИЕ

Целью выполнения курсовой (расчетно-графической) работы является закрепление теоретических знаний, полученных в лекционном разделе курса "Основы теории и расчета автотракторных двигателей", приобретение навыков анализа рабочих процессов в камерах сгорания, механизмах и системах двигателя, расчетного моделирования отдельных процессов и рабочего цикла двигателя в целом, оценка мощностных и экономических показателей двигателя с учетом конструктивных особенностей, режимов работы и регулировок двигателей.

Работа включает 8 разделов, выполняя которые студент, поэтапно анализирует эффективность протекания отдельных процессов рабочего цикла, а затем и в целом оценку параметров рабочего цикла и показателей двигателя-прототипа. Расчет предполагает возможность варьирования различными конструктивными и регулировочными параметрами двигателя для определения их совместного влияния на работу двигателя и его показатели.

1. Процесс впуска;
2. Процесс сжатия;
3. Определение характеристик горючей смеси;
4. Процесс сгорания;
5. Процесс выпуска;
6. Показатели рабочего цикла;
7. Тепловой баланс ДВС
8. Построение внешней скоростной характеристики.

Работа оформляется на листах писчей бумаги и одного листа миллиметровой бумаги формата А4; расчеты производятся на персональном компьютере в среде Excel.

Задание на Курсовую (расчетно-графическую работу) выдается студенту в начале семестра и включает:

1. прототип двигателя заданного конструктивного исполнения, с указанием

конструктивного исполнения - рядного или V-образного, числа цилиндров, диаметра и хода поршня, степени сжатия и некоторых других;

2. основные паспортные характеристики двигателя-прототипа - номинальную эффективную мощность при соответствующей номинальной частоте вращения, максимальный крутящий момент при соответствующей частоте вращения, удельный эффективный расход топлива и некоторые другие параметры.

Студент выполняет курсовую работу самостоятельно дома или пользуется компьютерным классом кафедры тракторов и автомобилей. Защита курсовой работы студентом может осуществляться как по разделам, так и целиком всей работы.

1. Тепловой расчет двигателя.

Тепловой расчет рабочего цикла ДВС (рис.1.1) включает:

1. расчет процессов:

- впуска свежего заряда (r-a);
- процесс сжатия заряда в цилиндре ДВС (a-c);
- процесс сгорания горючей смеси (c-z);
- процесс расширения продуктов сгорания (z-b);
- процесс выпуска отработавших газов (b-r);

2. расчет показателей рабочего цикла;

3. расчет теплового баланса ДВС.

Расчет рабочего цикла начинается с расчета первого процесса, которым является процесс впуска. Каждый следующий процесс рассчитывается отдельно и полученные результаты расчета являются исходными данными для расчета следующего процесса.

Отличие расчетных циклов двигателя с внешним смесеобразованием (зажиганием от искры) от дизеля показано на рис.1.1. У двигателя с зажиганием от искры расчет процесса сгорания (подвод теплоты Q_{cz}) рассматривается как мгновенный процесс в ВМТ. У дизеля процесс сгорания разделяется на две фазы: фаза быстрого сгорания (подвод теплоты $Q_{cz'}$) при постоянном объеме V_c и фаза сгорания в процессе предварительного расширения (подвод теплоты $Q_{z'z}$) при постоянном давлении P_z .

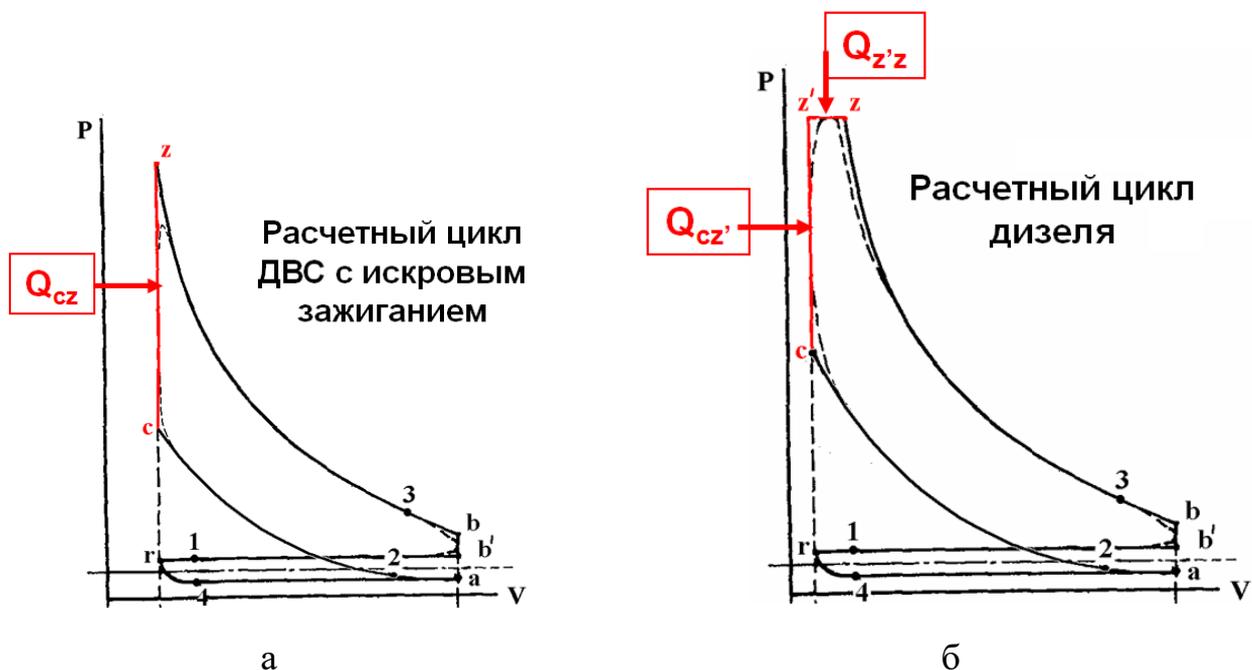


Рисунок 1.1. Процессы рабочих циклов на свернутых индикаторных диаграммах
а - ДВС с искровым зажиганием; б – дизель.

После расчета всех процессов цикла определяются индикаторные показатели расчетного цикла и эффективные показатели двигателя, а также параметры теплового баланса.

В конце теплового расчета ДВС строится внешняя скоростная характеристика двигателя по эмпирическим зависимостям, полученным на основании статистических данных по двигателям данного типа, которая позволяет иметь примерное представление об изменении показателей ДВС по частоте вращения.

1.1. Выбор исходных данных для расчета.

В начале расчета процессов ДВС необходимо задать исходные данные по двигателю. В соответствии с заданным вариантом двигателя прототипа задаются:

n , мин⁻¹ – номинальная частота вращения;

D , мм – диаметр цилиндра;

S , мм – ход поршня;

способ охлаждения ДВС: жидкостью или воздухом;

тип смесеобразования: внешнее (ДВС с искровым зажиганием) или внутреннее (дизель);

способ смесеобразования в дизеле: с непосредственным впрыскиванием в цилиндр или через предкамеру (т.е. вихрекамерные или предкамерные дизели);

i – число цилиндров;

ε – степень сжатия;

α – коэффициент избытка воздуха горючей смеси.

Выбор степени сжатия ε двигателя.

При изменении степени сжатия в двигателях с внешним смесеобразованием и принудительным воспламенением заряда от искры (ДЗИ – *двигатель с зажиганием от искры*) необходимо учитывать, что верхний предел степени сжатия ограничивается возможностью нарушения процесса сгорания в виде детонационного сгорания. В основном, величина степени сжатия определяется детонационной стойкостью используемого топлива. Например, для бензиновых двигателей сочетание величины степени сжатия ε с октановым числом применяемого топлива показано в таблице 1.1:

Таблица 1.1

Октановое число	66...72	73...76	77...80	81...90	91...95	96...100
Степень сжатия ε	5,5..6,5	6,6..7,0	7,1..7,5	7,6...8,5	8,6...9,5	9,6...10

Степень сжатия двигателя с впрыскиванием бензина можно взять на 2...3 единицы выше карбюраторного двигателя. Для бензина марок АИ-95 и АИ-98 можно принять $\varepsilon = 10...11$.

В дизелях величина степени сжатия ε зависит в основном от способа смесеобразования и определяется, исходя из условий обеспечения стабильного воспламенения заряда при пуске холодного ДВС. В дизелях без наддува и неразделенной камерой сгорания $\varepsilon = 15...17$, в вихрекамерных и предкамерных дизелях $\varepsilon = 19...23$, для дизелей с наддувом $\varepsilon = 14...16$. Для первого варианта расчета следует взять степень сжатия в соответствии с прототипом.

Выбор величины коэффициента избытка воздуха α .

При работе на номинальном режиме для достижения номинальной мощности коэффициент избытка воздуха обычно выбирается: для двигателей бензиновых двигателей выпускавшихся в соответствии с нормами на токсичность ЕВРО 1 и ниже $\alpha = 0,85...0,96$. Двигатели с впрыском топлива и электронным управлением (с нейтрализаторами) работают с $\alpha = 0,98...1$ на основных режимах, на режиме минимальной частоты вращения $\alpha = 0,96$ и на режиме максимальной мощности $\alpha = 0,98$.

В дизелях без наддува с неразделенными камерами сгорания $\alpha = 1,3...1,7$ (в среднем 1,5...1,6), в вихрекамерных и предкамерных $\alpha = 1,2...1,55$ (1,4...1,5); в дизелях с наддувом $\alpha = 1,5...2,0$ (1,8...2). Для дизелей с системой типа Common Rail (CR) и насос-форсунками $\alpha = 1,7...1,8$.

Для двигателей ДЗИ типа DI (Direct Injection – с непосредственным впрыскиванием) можно принять $\alpha = 1,8...2,2$.

1.2. Расчет показателей газообмена

1.2.1. Выбор параметров заряда на впуске в двигатель.

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

В качестве параметров исходного состояния заряда на впуске для двигателей без наддува принимаются давление и температура окружающей среды, равные соответственно $p_0 = 0,1$ МПа, и $T_0 = (273 + t^\circ\text{C})$. Для двигателей с наддувом во всех формулах вместо p_0 и T_0 следует принимать давление p_k и температура T_k заряда после компрессора или продувочного насоса.

В зависимости от степени наддува давление воздуха принимается при низком наддуве $p_k \leq 1,5 p_0$, при среднем наддуве $p_k = (1,0 \dots 2,2) p_0$, при высоком наддуве $p_k \geq 2,2 p_0$.

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

Температура T_k воздуха после компрессора:

$$T_k = T_0 \left(p_k / p_0 \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - \Delta T_k$$

где n_k - показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре;

в зависимости от типа компрессора значения n_k принимают: для поршневого компрессора $n_k = 1,4 \dots 1,6$, для объемного $n_k = 1,55 \dots 1,6$, для центробежных с охлаждаемым корпусом $n_k = 1,45 \dots 1,8$; с неохлаждаемым корпусом $n_k = 1,8 \dots 2,0$.

ΔT_k - уменьшение температуры наддувочного воздуха при наличии специального охладителя, который устанавливается при среднем и высоком наддуве, $\Delta T_k = 30 \dots 70^\circ$;

1.2.2. Выбор параметров заряда в процессе выпуска

Для расчета рабочего цикла температура остаточных газов T_r в конце процесса выпуска предварительно принимают на основании статистических данных для двигателей подобного типа. В конце расчета рабочего цикла температура газов на выпуске уточняется по результатам расчетов коррекцией заданного в начале значения до тех пор, пока эти значения не совпадут.

Давление остаточных газов p_r определяется давлением среды p_0 , в которую происходит выпуск отработавших газов и зависит от потерь давления в выпускном тракте

(числа и расположения клапанов, сопротивлений выпускной системы, фаз газораспределения, частоты вращения, нагрузки и других факторов). В общем виде давление на выпуске может быть представлено в виде:

$$p_r = p_0 + \Delta p_r,$$

где Δp_r — потери давления в выпускном тракте.

В первом приближении можно принять для двигателей:

- без наддува $p_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_0$;

- с наддувом $p_r = (0,75 \dots 0,98) \cdot p_K$.

Высокие значения p_r характерны для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала, двух- трехступенчатыми глушителями и т.п. Меньшие значения p_r характерны для дизелей, а также двигателей с непосредственным впрыскиванием и электронным управлением системой питания.

Для бензиновых двигателей, работающих в широком диапазоне частот вращения с полностью открытым дросселем, можно использовать формулу, МПа:

$$p_r = 0,1013(1 + 0,56 \cdot 10^{-4} \cdot n)$$

где n , мин⁻¹ — текущая частота вращения.

При необходимости определения давления отработавших газов на различных скоростных режимах (n) двигателя p'_r и выбранном значении p_r на номинальном режиме n_n , можно использовать приближенную формулу

$$p'_r = p \left(\frac{1035 + p_r - 1035 p_r}{p_0 \cdot n_n^2} \cdot n^2 \right)$$

Температура остаточных газов T_r зависит от ряда факторов. В частности, при увеличении степени сжатия и обогащении смеси температура T_r снижается, а при увеличении частоты вращения возрастает.

При работе на номинальном режиме величина T_r обычно изменяется в следующих пределах: для бензиновых двигателей $T_r = 800 \dots 1100^\circ\text{K}$, для дизелей $T_r = 600 \dots 900^\circ\text{K}$, для газовых двигателей $T_r = 750 \dots 1000^\circ\text{K}$. Эти значения можно использовать для первого расчета рабочего цикла, а в последующих корректировках следует применять T_r , полученную по результатам расчета до совпадения, начального и рассчитанного значений.

1.2.3. Расчет процесса впуска

Давление заряда в конце впуска p_a является основным фактором, определяющим свежий заряд, поступающий в цилиндр. Величина давления зависит от давления окружающей среды p_0 и потерь давления Δp во впускном тракте:

$$p_a = p_0 - \Delta p$$

Потери давления Δp по сравнению с давлением окружающей среды (или по сравнению с давлением после компрессора p_K при наддуве) определяются гидравлическими сопротивлениями воздушного фильтра Δp_{ϕ} , карбюратора $\Delta p_{\text{КАР}}$, впускного трубопровода $\Delta p_{\text{ТР}}$, охладителя наддувочного воздуха $\Delta p_{\text{ОХЛ}}$, впускного клапана $\Delta p_{\text{КЛ}}$, и, возможно, других устройств:

$$\Delta p = \Delta p_{\phi} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{кл}} + \Delta p_{\text{кар}} + \Delta p_{\text{охл}} + \dots$$

Сопротивление воздушного фильтра Δp_{ϕ} определяется по графику (рис.1.2) в зависимости от конструкции воздухоочистителя и от пылеемкости Π_{ϕ} (засоренности):

$$\Pi_{\phi} = \varphi_{\phi} \cdot t$$

где Π_{ϕ} – пылеемкость воздухоочистителя, $\text{г} \cdot \text{ч} / \text{м}^2$; t , ч – срок службы до ТО; φ_{ϕ} , $\text{г} / \text{м}^3$ – запыленность окружающего воздуха.

Применяется следующая классификация запыленности: *пониженная запыленность* $\varphi_{\phi} = 0,0005$, *малая запыленность* $\varphi_{\phi} = 0,0005 \dots 0,002$, *повышенная* $\varphi_{\phi} = 0,002 \dots 0,01$, *максимальная* $\varphi_{\phi} = 0,01 \dots 0,6$, *"нулевая" видимость* $\varphi_{\phi} = 0,8 \dots 1 \text{ г} / \text{м}^3$.

Величины других сопротивлений обычно составляют $\Delta p_{\text{ТР}} = \Delta p_{\text{КЛ}} = 1 \dots 15 \cdot 10^{-3}$ МПа, $\Delta p_{\text{КАР}} = 6 \dots 20 \cdot 10^{-3}$ МПа (в зависимости от открытия дросселя).

Гидравлические потери во впускной системе уменьшаются при увеличении проходных сечений, придания обтекаемой формы клапанам, обработке внутренних поверхностей впускной системы, правильном выборе фаз газораспределения и т.д. На двигателях с впрыском топлива карбюратор отсутствует, соответственно исчезает составляющая потеря давления $\Delta p_{\text{КАР}}$.

По статистике суммарные гидравлические потери для четырехтактных двигателей на номинальном режиме работы находятся в пределах:

- для бензиновых двигателей $\Delta p_{\text{В}} = (0,05 \dots 0,2) \cdot p_0$;
- для дизелей $\Delta p_{\text{В}} = (0,03 \dots 0,18) \cdot p_0$;

- для дизелей с наддувом $\Delta p_B = (0,03...0,10) \cdot p_k$.

Давление остаточных газов p_r за счет расширения фаз газораспределения и снижения сопротивлений выпускных трактов на номинальном скоростном режиме для таких двигателей можно принять $p_r = (1,05...1,07) \cdot p_o$.

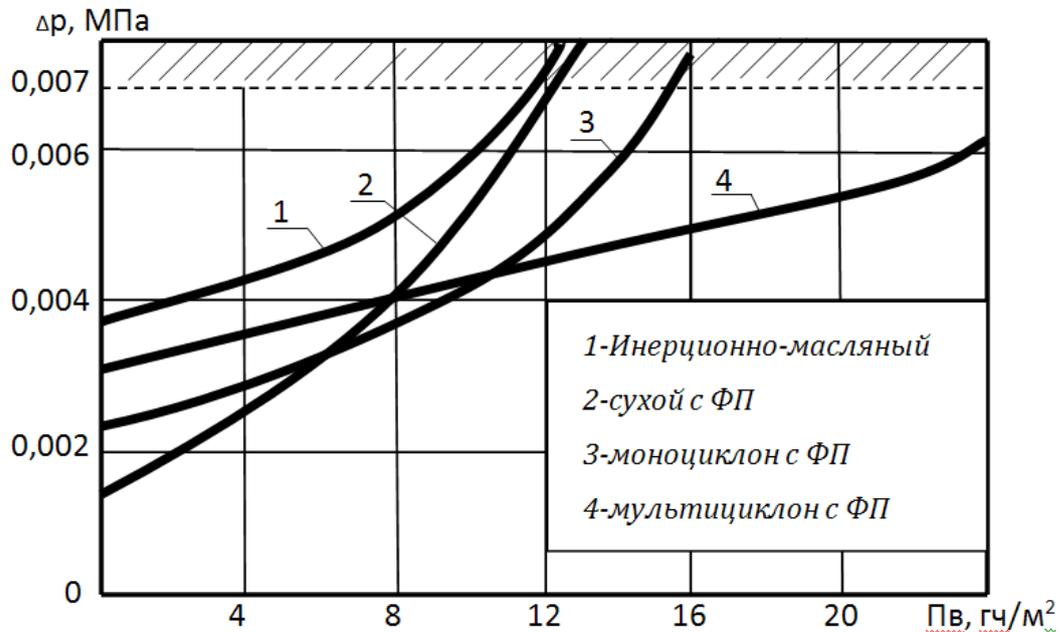


Рис. 1.2. Зависимость сопротивления воздухоочистителей от пылеемкости

Температура подогрева свежего заряда ΔT . Степень подогрева зависит от конструкции впускного трубопровода, частоты вращения, наддува и других факторов. Повышение температуры улучшает процесс испарения топлива, но снижает плотность заряда и, таким образом, отрицательно влияет на наполнение двигателя. На номинальном режиме работы:

- для бензиновых двигателей $\Delta T = 0...20^\circ\text{K}$,
- для дизелей без наддува $\Delta T = 10...40^\circ\text{K}$,
- для дизелей с наддувом $\Delta T = -5... 10^\circ\text{K}$.

В дизелях с наддувом величина подогрева снижается вследствие установки дополнительного охладителя надувочного воздуха, уменьшения температурного перепада между деталями двигателя и повышенной температурой надувочного воздуха. При высоком наддуве возможны и отрицательные значения ΔT (охлаждение).

При изменении частоты вращения от номинальной, величина подогрева может быть определена по формуле

$$\Delta T = \frac{\Delta T^H}{110 - 0,0125 \cdot n_H} \cdot (110 - 0,0125 n)$$

где ΔT^H , К — подогрев заряда при n_H ; n_H, n , об/мин—номинальная и текущая частоты вращения.

Коэффициент остаточных газов $\gamma_{ост}$ характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания и может быть определен по формуле:

$$\gamma_{ост} = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}$$

На номинальном режиме работы величина $\gamma_{ост}$ находится в пределах: 0,04...0,12 для бензиновых и газовых двигателей без наддува, 0,02...0,05 – для дизелей без наддува и 0,2...0,4 – для двухтактных карбюраторных двигателей с кривошипно-камерной продувкой. При наддуве величина коэффициента остаточных газов снижается.

При определении $\gamma_{ост}$ для двигателей с впрыском топлива и электронным управлением коэффициент остаточных газов из-за меньших потерь давления при газообмене уменьшается примерно на 30 %.

Температура заряда в конце впуска T_a определяется:

$$T_a = (T_o + \Delta T + \gamma_{ост} T_r) / (1 + \gamma_{ост})$$

Величина T_a в основном зависит от температуры рабочего тела, коэффициента остаточных газов степени подогрева заряда и температуры остаточных газов. Согласно статистическим данным при работе на номинальном режиме температура T_a должна быть в пределах: для карбюраторных двигателей и двигателей с впрыском топлива 320...370 К, для дизелей 310...350 К, для дизелей с наддувом 320...400 К

1.2.4. Оценка качества наполнения цилиндра свежим зарядом

Коэффициент наполнения η_v представляет собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр в процессе впуска, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при условиях на впуске.

Повышению η_v способствует повышение давления p_a в конце впуска, а оно определяется уменьшением гидравлических сопротивлений системы впуска, уменьшение количества остаточных газов и их давления, снижение температуры подогрева рабочей смеси.

Величина η_v для четырехтактных двигателей может быть определена по формуле:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \cdot p_a - p_r}{p_o} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_o}{T_o + \Delta T}$$

Для четырехтактных двигателей при работе на номинальном режиме коэффициент наполнения η_v находится в следующих пределах:

- для бензиновых карбюраторных двигателей 0,7...0,9,
- для двигателей с впрыскиванием бензина η_v находится в пределах 0,85...0,96,
- для дизелей без наддува 0,8...0,94,
- для дизелей с наддувом 0,8...0,97.

1.3. Расчет процесса сжатия

Основными характеристиками процесса являются параметры заряда в конце сжатия: давление p_c , МПа, температура T_c и средний показатель политропы сжатия n_1 ;

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

Основной величиной, выбираемой для расчета процесса, является показатель n_1 , характеризующий теплообмен между зарядом и стенками камеры сгорания. При выборе этого коэффициента нужно помнить правило: чем интенсивнее теплоотвод от заряда в окружающую среду, тем меньше значение n_1 и хуже показатели цикла. Например, тепловое состояние ЦПГ, пониженная температура охлаждающей жидкости, износ двигателя, охлаждение цилиндра, снижение нагрузки и частоты вращения двигателя уменьшают n_1 . Возможные значения n_1 , p_c и T_c на номинальном режиме работы показаны в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Тип двигателя	n_1	p_c , МПа	$T^\circ\text{K}$
<i>Для бензиновых двигателей:</i>			
карбюраторные	1,28...1,38	0,8...1,6	550...750
с впрыскиванием топлива	1,34...1,38	1,5...2,0	700...800
<i>Для дизелей:</i>			
с неразделенными камерами			
без наддува	1,3...1,38	4,0...6,0	850...1050
с наддувом	1,38...1,4	7,0...12	950...1100
- с разделенными камерами	1,3...1,38	4,0...4,5	700...900

Средний показатель политропы сжатия двигателя с впрыскиванием топлива принимается таким же, как n_1 карбюраторного двигателя.

При выборе n_1 нужно учитывать, что с увеличением частоты вращения теплоотдача от газов в стенки цилиндра уменьшается, поэтому n_1 имеет значения выше.

Для дизелей с наддувом значения p_c и T_c увеличиваются в зависимости от степени наддува.

1.4. Расчет процесса сгорания

Процесс сгорания - основной процесс, в котором химическая энергия топлива превращается в теплоту и идет на повышение внутренней энергии рабочего тела и совершение работы.

Расчет процесса проводится в два этапа: термохимический расчет для определения количества рабочего тела и термодинамический расчет для оценки параметров состояния рабочего тела.

1.4.1. Определение характеристик горючей смеси

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

$$M_c = M_1 + M_r.$$

Расчеты рабочего цикла выполняются для 1 кг топлива и затем корректируются с учетом действительного количества поступающего заряда.

Количество воздуха (L_0 , кмоль, или ℓ_0 , кг), теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, зависит от элементарного состава топлива.

Для жидкого топлива их значения определяются по выражениям:

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) \ell_0 = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_T \right)$$

где C , H , O – массовые доли углерода, водорода и кислорода в используемом топливе ($C + H + O_T = 1$).

Средний элементарный состав различных топлив показан в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Топливо	Состав 1 кг топлива, кг			Низшая теплота сгорания,
	Углерод, С	Водород, Н	Кислород, O _r	
Автомобильные бензины	0,855	0,145	-	44000
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,04	42500
Метан	0,75	0,25	-	49950
Пропан-бутан	0,822	0,178	-	45700
Спирт этиловый	0,52	0,13	0,35	33100

Количество свежего заряда M_1 , находящегося в цилиндре дизеля, удобно определять в единицах количества, кмоль.

$$M_1 = \alpha \cdot L_0$$

Для бензиновых двигателей, свежий заряд которых состоит из воздуха и паров топлива, кмоль,

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T}$$

где μ_T - молярная масса топлива - 110... 120 кг/кмоль для бензина, 180...200 кг/кмоль для дизельного топлива, т.е. второй член очень мал по сравнению с первым.

Количество свежего заряда в цилиндре двигателя может, быть определено в массовых единицах, кг:

$$G_1 = G_{возд} + G_T = \alpha \ell_0 + 1$$

где $\ell_0 = \mu_g L_0$ и $\mu_g = 28,96$ кг/кмоль, молярная масса воздуха. Количество остаточных газов в цилиндре M_r определяется, кмоль:

$$M_r = \gamma_{ост} \cdot M_1 = \gamma_{ост} \cdot \alpha \cdot L_0$$

Количество заряда, находящегося в цилиндре к концу процесса сгорания M_z на 1 кг топлива, определяется количеством продуктов сгорания M_2 и остаточных газов M_r :

$$M_z = M_2 + M_r$$

Количество продуктов M_2 , образующихся при сгорании 1 кг жидкого топлива, может быть определено по формулам, кмоль.

Для стехиометрической и богатых смесей ($\alpha \leq 1$):

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792 \cdot \alpha L_0$$

Для бедных смесей ($\alpha > 1$):

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot \alpha L_0 + (\alpha - 1)L_0$$

В результате сгорания происходит относительное изменение объема рабочего тела, которое характеризуется химическим коэффициентом молярного изменения μ_0 горючей смеси и действительным коэффициентом молярного изменения μ_d рабочей смеси, учитывающим присутствие остаточных газов M_r :

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} ; \quad \mu_d = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r}$$

Величина μ_d составляет для бензиновых двигателей 1,02...1,12, для дизелей 1,01...1,06.

1.4.2. Термодинамический расчет процесса сгорания

Основой расчета является уравнение первого начала термодинамики для процесса сгорания, связывающее внутреннюю энергию рабочего тела U , количество переданной теплоты Q_H совершаемую работу L .

Для бензинового и газового двигателей оно имеет вид:

$$U_z = U_c + Q_{cz},$$

и для дизеля:

$$U_z = U_c + Q_{cz} - L_{z'z};$$

где точка "с" – момент конца расчета процесса сжатия, "z" – момент конца расчета процесса сгорания, "z'" – момент конца расчета процесса сгорания при постоянном объеме в ВМТ, "с-z" – процесс сгорания при постоянном объеме в ВМТ, «z'-z" – процесс сгорания при постоянном давлении после ВМТ для дизельного цикла (этап предварительного расширения заряда).

После подстановки расчетных зависимостей для каждого вида теплоты и работы и проведения преобразований имеем следующие зависимости:

- для бензинового двигателя

$$C_{v1}T_c + \frac{\xi(H_u - \Delta H_u)}{\alpha L_0(1 + \gamma)} = C_{v2}\mu_d T_z$$

- для дизеля

$$(C_{v1} + \lambda * 8,314)T_c + \frac{\xi H_u}{\alpha L_o(1 + \gamma)} = C_{p2} \mu T_z \quad ; \quad C_p = C_v + R$$

Теплоемкость свежего заряда C_{v1} , определяется в зависимости от температуры T_c, K :

$$C_{v1} = A_1 + B_1 T_c = 19,8798 + 0,002638 T_c \quad \text{кДж / (кмоль град)}$$

Теплоемкость продуктов сгорания C_{v2} определяется в зависимости от температуры остаточных газов T_r и состава рабочего тела, характеризуемого величиной коэффициента избытка воздуха α :

$$C_{v2} = A_2 + B_2 T_c \quad \text{кДж / (кмоль град)}$$

при $\alpha > 1$:

$$A_1 = 19,422 + 2,596 \alpha; \quad B_1 = (15,491 + 13,816 \alpha) 10^{-4};$$

при $\alpha < 1$:

$$A_2 = 21,097 + 0,921/\alpha; \quad B_2 = (15,491 + 13,816/\alpha) 10^{-4}$$

Низшая теплота сгорания H_u , кДж/кг, зависит от элементарного состава топлива, (табл. 1.3.)

Потери теплоты из-за химической неполноты сгорания богатых смесей (при $\alpha < 1$), определяется как $\Delta H_u = 120 * 10^3 (1 - \alpha) L_o$ кДж/кг.

Коэффициент использования теплоты ξ представляет долю используемой теплоты к концу расчетного процесса сгорания (z) с учетом потерь тепла за счет физической неполноты сгорания топлива, из-за несвоевременности сгорания, потерь через стенки камеры сгорания, диссоциации газов и др.

Значения ξ на номинальном режиме работы: для бензиновых двигателей - 0,85...0,95, для газовых двигателей - 0,80...0,85, для дизелей с неразделенными камерами - 0,70...0,88, с разделенными камерами - 0,65...0,80. Для двигателей с впрыскиванием топлива $\xi = 0,88...0,96$, т.к. ξ повышается за счет более равномерной работы цилиндров, лучшего распыливания, точности дозирования, снижения потерь теплоты газов в стенки цилиндра. При увеличении скоростного режима ξ снижается.

Для дизелей при расчете сгорания дополнительно задают степень повышения давления в процессе сгорания $\lambda_p = p_z/p_c$, которая учитывает количество подведенной теплоты в фазе быстрого сгорания. Степень повышения давления λ_p зависит от периода задержки воспламенения, свойств топлива, угла опережения впрыскивания и др.

Для дизелей с неразделенными камерами и объёмным смесеобразованием $\lambda_p = 1,6 \dots 2,5$; при неразделенных камерах и пленочным смесеобразованием $\lambda_p = 1,2 \dots 1,8$; для вихрекамерных и предкамерных дизелей $\lambda_p = 1,2 \dots 1,8$; для дизелей с наддувом величина λ_p ограничивается допустимыми значениями максимального давления и температуры – ориентировочно $\lambda_p = 1,5 \dots 1,7$.

После подстановки перечисленных величин в исходное уравнение, оно может быть преобразовано к квадратичному виду

$$AT^2_z + BT_z + C = 0$$

и решено относительно T_z , К:

для бензинового двигателя

$$T_z = \frac{-\mu_d A_2 + \sqrt{(\mu_d A_2)^2 + 4\mu_d B_2 S}}{2\mu_d B_2}$$

где

$$S = C_{v1} T_c + \frac{\xi(H_u - \Delta H_u)}{\alpha L_o (1 + \gamma)}$$

для дизеля

$$T_z = \frac{-\mu_d (A_2 + 8.314) + \sqrt{(\mu_d (A_2 + 8.314))^2 + 4\mu_d B_2 S'}}{2\mu_d B_2}$$

где

$$S' = (C_{v2} + \lambda_p 8.314) T_z + \frac{\xi H_u}{\alpha L_o (1 + \gamma)}$$

Величины температуры T_z на номинальном режиме показаны в табл. 1.4.

Максимальное значение давления газов при сгорании p_z , МПа, определяется для дизелей с учетом выбранного ранее значения λ_p :

$$p_z = \lambda_p p_c \cdot$$

Для бензиновых двигателей расчётное максимальное давление p'_z определяется по выражению:

$$p'_z = p_c \cdot \mu_d \cdot T_z / T_c,$$

а действительное максимальное давление корректируется коэффициентом φ :

$$p_z = \varphi \cdot p'_z$$

где $\varphi = 0,85...0,88$ – коэффициент снижения максимального давления, учитывающий уменьшение максимального давления из-за продолжительности процесса за ВМТ.

Величины температуры T_z и давления сгорания p_z на номинальном режиме представлены в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Двигатель	$p_z, \text{МПа}$	$T_z, \text{°K}$
двигатели с искровым зажиганием:		
бензиновый	4,5...6,5	2400...2900
со впрыском	5,0...7,5	2700...3100
газовый	3,0...5,0	2200...2500
дизель:		
без наддува	6,0...9,0	1800...2300
с наддувом	7,0...16,0	2000...2500

Более низкие температуры конца сгорания у дизелей по сравнению с бензиновыми и газовыми двигателями являются следствием большей величины коэффициента избытка воздуха α , а следовательно, и больших потерь теплоты на нагревание избыточного воздуха; меньшей величины коэффициента использования теплоты ξ ; различий в характере протекания процесса сгорания и догорания при ходе расширения; частичного использования теплоты на совершение работы в процессе предварительного расширения (участок $z'z$).

Объем газов в конце сгорания V_z в бензиновых двигателях условно принимается равным объему камеры сгорания, т.е. $V_z = V_c$

В дизелях увеличение объема газа в процессе сгорания значительно. Оно характеризуется степенью предварительного расширения ρ : $V_z = \rho \cdot V_c$

Значение ρ определяется из уравнения состояния газа: $\rho = \mu_d \cdot T_z / \lambda_p \cdot T_c$. На номинальном режиме работы $\rho = 1,2...2,2$.

1.5. Расчет процесса расширения

В результате процесса расширения происходит преобразование тепловой энергии заряда в механическую работу.

Основными характеристиками завершения процесса расширения являются давление p_b , температура T_b в конце процесса и средний показатель политропы расширения n_2 . Для упрощения расчета допускают, что расширение происходит по политропному процессу со средним показателем политропы n_2 . Значение n_2 возрастает с увеличением коэффициента использования теплоты, отношения хода поршня S к диаметру цилиндра D (S/D), интенсивности охлаждения, при снижении нагрузки и снижении частоты вращения.

Давление p_b , МПа, и температуру T_b , конца расширения определяют для точки "b" по уравнению политропного процесса:

$$p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2} = \text{const}$$

- для бензинового двигателя

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} \quad \text{и} \quad T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} .$$

- для дизеля

$$p_b = p_z / \delta^{n_2} \quad \text{и} \quad T_b = T_z / \delta^{n_2-1}$$

где $\delta = V_b / V_z = \frac{\varepsilon}{\rho}$ - степень последующего расширения.

Возможные значения p_b , T_b и n_2 для номинального режима работы представлены в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Двигатель	n_2	p_b , МПа	T_b , К
Бензиновый	1,23...1,30	0,35...0,6	1200...1500
Дизель	1,18...1,28	0,20...0,6	1000... 1200
Газовый	1,25...1,35	0,35...0,6	1200...1500

Процесс расширения завершает расчет параметров рабочего тела в характерных точках цикла. При правильном расчете всех процессов рабочего цикла, расчетные параметры конца процесса расширения должны соответствовать параметрам следующего процесса - процесса выпуска, температура и давление которых задавались в начале теплового расчета.

Для проверки оценивается расчетная температура остаточных газов цикла:

$$T_r = T_B \cdot \sqrt[3]{P_r / P_b}$$

Значение расчетной температуры остаточных газов T_r не должно отличаться от выбранной ранее в начале расчета более 5%. При расхождении значений необходимо в начале расчета задать новое уточненное значение и пересчитать параметры процессов рабочего цикла.

1.6. Построение индикаторной диаграммы

По окончании расчета основных процессов рабочего цикла строится свернутая индикаторная диаграмма. Индикаторная диаграмма строится в координатах $p - V$, давление откладывается по оси ординат в единицах давления (МПа), а объем надпоршневого пространства - по оси абсцисс в относительных единицах (мм) объема V_c . Основание по оси абсцисс (объем) рекомендуется принимать 100...150 мм.

Масштабы рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить ее высоту (давление), равную примерно 1,5 основания.

Поскольку величина объема камеры сгорания не известна, то по оси абсцисс от точки 0 (рис. 1,2) в произвольном масштабе откладывается отрезок, величина которого принимается за условную единицу объема $V=1$. Эта точка соответствует ВМТ. Точка V_a будет соответствовать величина ε .

Далее на оси абсцисс в принятом масштабе откладывается величина рабочего объема цилиндра: $V_h = V_c(\varepsilon - 1)$, определяется НМТ.

Из точек, соответствующих положению поршня в ВМТ и НМТ, восстанавливаются перпендикуляры, на которых в выбранном масштабе наносят значения давления в характерных точках: p_a, p_z, p_z', p_b, p_r .

Для дизеля на перпендикуляре, восстановленном из ВМТ, откладывается p_z' , для определения точки Z откладывают объем $V_z = \rho \cdot V_c$, где ρ - степень предварительного

расширения, определенная в тепловом расчете.

Соединив точки C и Z (для карбюраторного двигателя) и $C-Z'-Z$ (для дизеля), получают линии процессов сгорания.

По оси ординат откладывают давление окружающей среды p_0 или давление наддува p_k (для двигателей с наддувом) и параллельно оси $0 - V_c$ проводят линию, соответствующую этому давлению.

Построение политропы сжатия и расширения сводится к определению давлений для точек промежуточных объемов, значениями которых задаются $V_{x1}, V_{x2}...$ и т.д. Задаваясь значениями объема V_x , определяют величину давления p_x :

для политропы сжатия

$$p_x = p_a \left(V_a / V_x \right)^{n_1};$$

для политропы расширения, аналогично по выбранному значению V_y

$$p_y = p_b \left(V_b / V_y \right)^{n_2}$$

Для бензиновых двигателей отношение объемов изменяется в интервале $1... \epsilon$, а для дизелей - в интервале $1... \delta$.

По характерным и нанесенным на поле диаграммы промежуточным точкам, проводятся плавные кривые, являющиеся соответственно политропой сжатия $a-c$ и политропой расширения $z-b$.

Скругление индикаторной диаграммы. Индикаторная диаграмма действительного цикла отличается от теоретической более плавным характером изменения давления. В конце сжатия сгорание начинается до ВМТ, и повышение давления от сгорания начинается в точке c' , положение которой определяется углом $10...20^\circ$ до ВМТ и соединяется плавной линией с вертикалью в ВМТ на уровне $p=(1,15...1,25) \cdot p_c$.

Для бензиновых двигателей действительное максимальное давление газов при сгорании составляет $P_z=(0,85...0,88) \cdot P'_z$, что обеспечивается скруглением вершины диаграммы на уровне давления P_z . Положение точки P_z по развернутой индикаторной диаграмме смещается вправо от ВМТ на $10...15^\circ$ поворота коленчатого вала. Это соответствует на свернутой диаграмме отклонению линии сгорания от вертикали в среднем на $2,5...3,5^\circ$. Это соответствует среднестатистическому характеру протекания сгорания в бензиновом двигателе.

Точка b' соответствует началу открытия выпускного клапана, который открывается до прихода поршня в НМТ за $40...70^\circ$ поворота коленчатого вала двигателя. Точка b'' , характеризующая конец расширения действительного цикла, располагается на половине расстояния между точками a и b .

В связи с наличием скруглений угловых участков площадь действительной диаграммы $ac'zb'b''t$ меньше площади теоретической диаграммы $acz'bg$.

В дизеле положение точки c' , соответствующее началу видимого сгорания, определяется углом опережения впрыскивания топлива и периодом задержки воспламенения.

Угол опережения впрыска, топлива у автотракторных дизелей составляет $8...30^\circ$, а период задержки воспламенения достигает $10...15^\circ$ поворота коленчатого вала.

Действительное давление газов $p_{c''}$ также больше, чем давление p_c . Точку m скругления кривой процесса сгорания при постоянном давлении $z'-z$ располагают обычно на половине расстояния между точками z' и z .

1.7. Расчет показателей рабочего цикла и двигателя.

Оценку рабочего цикла проводят по индикаторным показателям, среди которых важны прежде всего среднее индикаторное давление p_i , индикаторная мощность N_i , индикаторный КПД η_i ; удельный индикаторный расход топлива g_i . В связи с наличием механических потерь в двигателе его реальные показатели отличаются от индикаторных показателей рабочего цикла. 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 индикаторных показателей цикла.

Среднее индикаторное давление цикла p_i —величина, характеризующая удельную индикаторную работу цикла (работа, отнесенная к рабочему объему цилиндра), т.е. величина p_i численно равна работе, получаемой с единицы рабочего объема цилиндра: $p_i=L_i/V_h$, МПа,.

Для бензинового двигателя среднее индикаторное давление p_i может быть определено по формуле:

$$p_i = \frac{p_a \cdot \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right];$$

для дизелей

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

Действительное среднее индикаторное давление P_i для четырехтактного двигателя меньше полученного по расчетному циклу из-за потери площади при скруглении, что учитывается коэффициентом полноты индикаторной диаграммы φ_D :

$$P_i = \varphi_D \cdot P_i,$$

- для бензиновых двигателей $\varphi_D = 0,94...0,97$;

- для дизелей $\varphi_D = 0,92...0,95$.

Величины среднего индикаторного давления при работе с полной нагрузкой имеют следующие значения:

- для четырехтактных карбюраторных двигателей - 0,6...1,4;
- для форсированных четырехтактных бензиновых двигателей - до 1,6;
- для четырехтактных дизелей без наддува - 0,7...1,1;
- для дизелей с наддувом - до 2,2.

Индикаторный КПД характеризует степень использования в действительном цикле теплоты топлива для получения индикаторной работы и представляет собой отношение теплоты, эквивалентной индикаторной работе цикла L_i , ко всему количеству теплоты, внесенной в цилиндр с топливом H_u . При расчетах на 1 кг топлива: $\eta_i = L_i / H_u$ то, есть η_i учитывает все тепловые потери действительного цикла. Величина η_i для двигателей, работающих на жидком топливе, определяется по формуле:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \ell_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_B \cdot \eta_V}$$

где ρ_B - плотность воздуха на впуске в двигатель, кг/м³;

η_V - коэффициент наполнения.

Для автомобильных и тракторных двигателей, работающих на газообразном топливе:

$$\eta_i = \frac{371,2 \cdot 10^{-6} M'_1 T_k p_i}{H'_u \cdot \rho_B \cdot \eta_V}$$

В современных двигателях на номинальном режиме работы для карбюраторных двигателей $\eta_i = 0,30...0,40$; для дизелей $\eta_i = 0,45...0,55$, для газовых двигателей $\eta_i =$

0,28...0,35; для двигателей с электронным впрыском топлива $\eta_i = 0,35...0,45$.

Совершенство цикла, его топливная экономичность может быть оценена и величиной удельного индикаторного расхода топлива g_i , характеризующего затраты топлива в граммах на полученной мощности 1 кВт при работе в течение 1 ч.

При работе на жидком топливе g_i , г/кВт·ч:

$$g_i = \frac{G_T}{N_i} \cdot 10^3, \frac{г}{кВт \cdot ч}$$

или с учетом КПД, низшей теплоты сгорания топлива и преобразований

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_n} \cdot$$

На номинальном режиме работы величина g_i составляет для карбюраторных двигателей 210...275 г/кВт·ч; для бензиновых двигателей со впрыском топлива 200...230 г/кВт·ч; для дизелей 170...210 г/кВт·ч; для газовых двигателей 10,5...13,5 МДж/кВт·ч.

Расчет эффективных показателей двигателей требует оценки внутренних (механических) потерь в двигателе.

Потери на преодоление внутренних сопротивлений оценивают величиной мощности механических потерь N_m или средним давлением механических потерь P_m , т.е. величиной работы механических потерь, отнесенной к единице рабочего объема цилиндра

$$p_m = L_m / V_h$$

Основными составляющими внутренних потерь является потери на трение, привод вспомогательных агрегатов и затрата на газообмен, т.е. на впуск и выпуск рабочего тела в цилиндре.

Величина p_m зависит от типа двигателя, числа и диаметра цилиндров, скорости поршня, материала его изготовления, качества обработки и сборки сопряженных деталей, сорта применяемого масла, теплового состояния двигателя и других факторов. Изменение p_m от частоты вращения коленчатого вала имеет линейную зависимость и может быть приблизительно определено в МПа по следующему эмпирическому выражению:

$$p_m = a + bc_n$$

где $c = S \cdot n_{дл} / 30$, м/с - средняя скорость поршня;

a, b - постоянные коэффициенты, значения которых для различных типов двигателей приведены в табл. 1.6.

Двигатель	a , МПа	b , МПа*мин ⁻¹
<i>Бензиновые двигатели:</i>		
карбюраторные	0,04	0,0135
со впрыском	0,024	0,053
<i>Дизели</i>		
с неразделенной камерой сгорания	0,105	0,012
с разделенной камерой сгорания	0,105	0,0138

Среднее эффективное давление p_e представляет собой отношение эффективной работы на коленчатом валу двигателя к величине рабочего объема цилиндра. По физическому смыслу это *условное, постоянное давление, при котором за один ход поршня совершается работа, равная эффективной работе двигателя*. Величина p_e может быть определена по формуле:

$$p_e = p_i - p_m$$

Уровень механических потерь характеризуется механическим КПД, который определяется как отношение среднего эффективного давления к индикаторному (или как отношение эффективной и индикаторной мощностей):

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_M}{N_i} = 1 - \frac{N_M}{N_i}$$

Значения величин p_m и η_M при работе двигателей на номинальном режиме представлены в табл. 1.7.

В целом топливная экономичность двигателя с учетом всех потерь теплоты, в том числе и механических, может характеризоваться величиной эффективного КПД η_e или удельного эффективного расхода топлива g_e .

Эффективным КПД называется отношение количества теплоты, эквивалентной полезной работе, получаемой на коленчатом валу двигателя L_e , к общему количеству теплоты, внесенной в двигатель с топливом Q_T : $\eta_e = L_e / Q_T$

Так как $L_e = L_i \cdot \eta_M$, то связь между эффективным, индикаторным и механическим КПД, определяется выражением:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M.$$

Таблица 1.7

Двигатель	η_M	P_e , МПа
<i>Двигатели бензиновые</i>		
карбюраторный	0,72...0,92	0,6...1,1
с электронным впрыскиванием	0,72...0,92	до 1,3
<i>Дизели</i>		
без наддува	0,7...0,82	0,45...0,8
с наддувом	0,8...0,9	0,7...1,8
газовые двигатели	0,75...0,85	0,5...0,75

В паспортных данных двигателя топливную экономичность характеризуют удельным эффективным расходом топлива g_e , показывающим, сколько топлива расходует двигатель при выработке единицы работы (1кВт·ч). Величина g_e при работе двигателя на топливе с низшей теплотворной способностью H_u (МДж/кг) и известном эффективном КПД η_e может быть определена по формуле:

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot H_u}, \text{ (г/кВт·ч)}$$

Для двигателей, работающих на газообразном топливе с низшей теплотворной способностью H'_u (МДж/нм³), удельный эффективный расход топлива может быть вычислен в объемных единицах:

$$v_e = \frac{3,6}{\eta_e \cdot H'_u}, \text{ (нм}^3\text{/кВт·ч)}$$

а удельный расход теплоты g'_e (МДж/кВт·ч) на единицу эффективной работы

$$g'_e = v_e H'_u$$

Для современных автотракторных двигателей значения эффективного КПД и удельного расхода топлива при работе на номинальном режиме соответствует значениям таблицы 1.8.

Двигатель	η_e	g_e , г/кВт·ч
<i>бензиновые двигатели:</i>		
- карбюраторный	0,25...0,33	290..350
- с впрыскиванием топлива	0,25...0,38	250..300
<i>дизели</i>		
- с разделенными камерами сгорания	0,31...0,35	250...280
- с неразделенными камерами сгорания	0,35...0,43	190...240
- <i>газовые двигатели</i>	0,28...0,38	10...13 МДж/кВт·ч

Полученные показатели рабочего цикла и известные конструктивные характеристики двигателя позволяют определить получаемую двигателем мощность на номинальном режиме:

- индикаторная мощность двигателя
$$N_i = p_i \cdot i \cdot V_h \cdot \frac{n_n}{30 \cdot \tau}$$

- эффективная мощность двигателя
$$N_e = p_e \cdot i \cdot V_h \cdot \frac{n_n}{30 \cdot \tau}$$

Если полученные по результатам расчета эффективная мощность и удельный эффективные расход топлива отличаются от соответствующих показателей прототипа, то необходимо провести повторный расчет с измененными параметрами рабочего цикла. Изменение параметров необходимо производить до совпадения эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива для прототипа и результатов расчета.

При известном удельном расходе топлива и заданной эффективной мощности часовой расход топлива G_T , кг/ч, двигателем определяется по формуле:

$$G_T = g_e \cdot N_e / 10^3$$

Сравнительные параметры двигателей предназначены для оценки тепловой, и динамической напряженности работы двигателя. К ним относятся удельная литровая мощность $N_{л}$, кВт/л и удельная поршневая мощность $N_{п}$, кВт/дм², которые определяются из соотношений:

$$N_s = \frac{N_e}{i \cdot V_h} = \frac{p_e \cdot n}{30\tau}$$

$$N_n = \frac{N_e}{\Sigma F_n} = \frac{N_e}{i \cdot \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{p_e \cdot S \cdot n}{30\tau}$$

где F_n , S - площадь и ход поршня, соответственно дм^2 и дм ,
 i - число цилиндров.

Значения литровой и поршневой мощностей автотракторных двигателей показаны в табл. 1.9.

Таблица 1.9

Типы двигателей	N_l , кВт/л	N_n , кВт/дм ²
<i>Двигатели бензиновые:</i>		
легковых автомобилей	15...41	17...33 и выше
грузовых автомобилей	11...33	11...22 и выше
<i>Дизели:</i>		
автомобильные	10...18	13... 25
тракторные	7...15	8...15

1.8. Тепловой баланс двигателя

Тепловой баланс двигателя характеризует распределение теплоты топлива, поступившего в цилиндры двигателя по различным составляющим. Расчет составляющих теплового баланса позволяет оценить совершенство организации рабочего процесса двигателя, определить величины тепловых потерь в систему охлаждения и с отработавшими газами, определить резервы в улучшении топливной экономичности двигателя.

Уравнение теплового баланса может быть представлено в виде:

$$Q_0 = Q_e + Q_{охл} + Q_{ог} + Q_{нс} + Q_{ост}$$

где Q_0 - теплота, введенная в цилиндры двигателя с топливом: $Q_0 = G_T \cdot H_u$, кДж/ч

Q_e - теплота, превращенная в полезную (эффективную) работу: $Q_e = Q_0 \cdot \eta_e$, кДж/ч

$Q_{охл}$ - теплота, отведенная в систему охлаждения и смазочную систему.

Определяется по эмпирической формуле:

$$Q_{охл} = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot \left(\frac{H_u - \Delta H_u}{\alpha H_u} \right) \cdot 3,6$$

где $c=0,4...0,52$ -эмпирический коэффициент пропорциональности;

i - число цилиндров двигателя;

D - диаметр цилиндра, см;

n - частота вращения коленчатого вала, об/мин;

m - 0,6...0,7—эмпирический коэффициент;

H_u - низшая используемая теплота сгорания, кДж/кг;

ΔH_u - потери теплоты на химическую неполноту сгорания, топлива, кДж/кг

α - коэффициент избытка воздуха;

$Q_{ог}$ - теплота, унесенная с отработавшими газами

$$Q_{ог} = G_T(M_2 c'_p T_r - M_1 c_p T_k), \text{ кДж/ч,}$$

c'_p, c_p - мольные теплоемкости продуктов сгорания и свежего заряда, $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$

T_r - температура отработавших газов на выходе из глушителя (на $150...200^\circ$ меньше T_r)

G_T - часовой расход топлива, кг/ч;

T_r, T_k -температуры отработавших газов и свежего заряда;

$Q_{нс}$ -теплота потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива кДж/ч;

(при $\alpha < 1$): $Q_{нс} = \Delta H_u \cdot G_T$;

M_1, M - количество свежего заряда и продуктов сгорания на 1 кг топлива, кмоль/кг;

$Q_{ост}$ - остаточный член теплового баланса, характеризующий неучтенные потери теплоты и точность расчета теплового баланса, кДж/ч:

$$Q_{ост} = Q_o - Q_e - Q_{охл} - Q_{ог} - Q_{нс};$$

Тепловой баланс удобно представлять в относительных единицах, где каждый член выражается в процентах от количества теплота, введенной в двигатель с топливом:

$$q_e + q_{охл} + q_{ог} + q_{нс} + q_{ост} = 100\%$$

где $q_x = Q_x / Q_o \cdot 100\%$;

Примерные значения составляющих теплового баланса автотракторных двигателей для номинального режима работы приведены в табл. 1.11.

Таблица 1.11

Двигатель	$q_e, \%$	$q_{охл}, \%$	$q_{ог}, \%$	$q_{нс}, \%$	$q_{ост}, \%$
<i>Бензиновые с искровым зажиганием</i>					
карбюраторный	25...33	14...28	30...50	0...45	3...10
с впрыскиванием топлива	32...38	24...28	25...32	0...6	1...4
<i>Дизели</i>					
без наддува	31...40	15...35	25...45	0...5	2...5
с наддувом и электронным управлением	38...42	30...35	27...30	1...2	2...3

2. Построение теоретических характеристик двигателя

Двигатель является источником энергии для всей машины (трактора или автомобиля), поэтому все ее характеристики определяются характеристиками двигателя. Основной паспортной характеристикой бензинового двигателя является внешняя скоростная характеристика, а дизеля – внешняя скоростная характеристика с регуляторной ветвью:

$$N_e, M_k, G_T, g_e = f(n)$$

Ранее для определения вышеуказанных показателей применялись эмпирические формулы, выведенные по статистическим данным в виде многочлена третьей степени. Однако, в последние 10...15 лет двигатели стали выпускать с такими показателями, которые не описывались этими формулами. В частности, эти формулы дают хорошую сходимость при коэффициентах приспособляемости по моменту $K_M = M_{max}/M_{кн} = 1,25$ и по частоте вращения $K_\omega = \omega_d/\omega_{дн} = 0,45$ для карбюраторных двигателей и $K_M = 1,16$ и $K_\omega = 0,7$ для дизелей. В настоящее время часто выпускаются двигатели с коэффициентами $K_M = 1,15...1,2$ и $K_\omega = 0,4...0,5$ у инжекторных, и $K_M = 1,09...1,1$ и $K_\omega = 0,5...0,6$ у дизелей типа CR и других с электронным управлением.

Поэтому на кафедре «Тракторы и автомобили» МГАУ разработан новый метод построения скоростных характеристик. Основной принцип: задаются коэффициентами приспособляемости по моменту K_M и снижения частоты вращения K_ω . Изменение момента от частоты вращения описывается многочленом типа $M_k = M_{кн} (a + bx -$

cx^2), где $x = K_\omega$. По заданным коэффициентам K_M и K_ω определяются коэффициенты a, b, c .

2.1. Расчет участка скоростной характеристики двигателя

Примите значения коэффициентов приспособляемости по моменту $K_M = M_k / M_{кн}$ и снижения удельного расхода $K_g = g_e / g_{ен}$ и частоты вращения $K_\omega = \omega_d / \omega_{дн}$ (по согласованию с преподавателем).

Расчет коэффициентов a, b, c (см. формулу выше). Если принять $c=1$, то $a = 2 - b, b = (2 - K_M - K_\omega^2) / (1 - K_\omega)$. Вычислите эти коэффициенты.

Подставляете эти коэффициенты в формулу $M_k = M_{кн} (a + bK_\omega - c K_\omega^2)$; Для выбранных значений ω_d (2 и 3 строчки таблицы 1.12) посчитайте величины крутящих моментов. Определите соответствующие им мощности $N_e = M_k \omega_d$.

Определение характеристики изменения кривой $g_e = f(n_d)$. Форму аппроксимации применяем аналогично моменту $g_e = g_{ен}(a_1 + b_1 K_\omega - c_1 K_\omega^2)$. Также примем коэффициент $c_1=1$, тогда $a_1 = b_1 = (K_g - K_\omega^2) / (1 - K_\omega)$. Для большинства инжекторных двигателей $K_M = 1,11$, при $K_\omega = 0,5 \dots 0,6$; для современных дизелей $K_M = 1,2 \dots 1,35$ при $K_\omega = 0,5 \dots 0,6$; $K_g = 0,9$ (для любых двигателей).

Для двигателей прошлого века карбюраторных $K_M = 1,25 \dots 1,4$, при $K_\omega = 0,4 \dots 0,5$; для дизелей $K_M = 1,15 \dots 1,17$ при $K_\omega = 0,7 \dots 0,75$; $K_g = 0,9$ (для любых двигателей).

Введите эти данные в таблицу

Табл. 1.12

K_ω	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1	1,08	1,15	1,2
n_d , об/мин										
ω_d , c^{-1}										
N_e , кВт										
M_k , Нм										
G_T , кг/ч										
g_e , г/кВт.ч										

Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч), может быть определен по следующим эмпирическим зависимостям:

для карбюраторных двигателей

$$g_e = g_{en}(1,2 - 1,2x + x^2)$$

для двигателей бензиновых двигателей со впрыском

$$g_e = g_{en}(1,35 - 1,35x + x^2)$$

где g_{en} г/кВт·ч - номинальный удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности, $ax = K_{\omega} = \omega/\omega_n$.

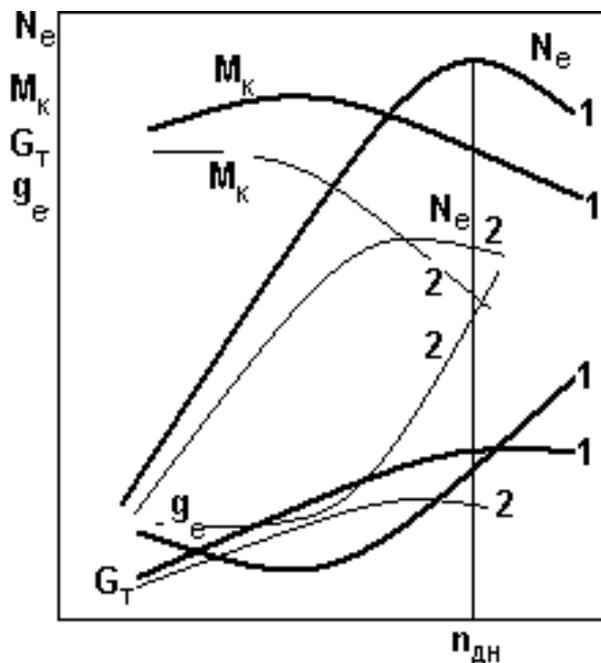


Рис. 2.1. Пример скоростных характеристик бензиновых двигателей

1 – внешняя скоростная; 2 – одна из частичных характеристик

Часовой расход топлива, кг/ч, для различных значений определяется по формуле $G_T = g_e N_e \cdot 10^{-3}$

2.2. Расчет скоростной характеристики дизеля с регуляторной ветвью.

Устойчивая работа дизеля в эксплуатации требует использования регулятора частоты вращения. Для оценки паспортных показателей дизеля используется внешняя скоростная характеристика с регуляторной ветвью. Основную зону скоростной характеристики при частотах вращения двигателя ниже номинальной ($n_d < n_{дн}$) часто называют корректорной зоной (ветвью) характеристики. Зону, где регулятор резко ограничивает подачу топлива для исключения значительного превышения частоты вращения двигателя ($n_{дн} - n_{дхmax}$), называют регуляторной зоной (ветвью).

Построение основной зоны скоростной характеристики дизеля ведется так же, как и для бензиновых двигателей (см. выше).

Построение регуляторных ветвей всех показателей двигателя проводится по единому принципу. Это прямые линии (почти всегда), соединяющие номинальные величины показателей (при номинальной частоте вращения) с их значениями при максимальной частоте вращения. Максимальная частота холостого хода двигателя зависит от степени неравномерности регулятора и определяется по формуле:

$$n_{x \max} = \frac{2 + \delta_p}{2 - \delta_p} \cdot n_H$$

где δ_p - степень неравномерности регулятора, $\delta_p = 0,05 \dots 0,10$

Значения кривых M_k и N_e на регуляторной ветви при $n_{x \max}$ равны нулю.

Удельный эффективный расход топлива g_e , г/кВт·ч, на корректорной ветви характеристики дизеля может быть определен по эмпирической формуле для дизелей (см. ранее).

Часовой расход топлива G_T , кг/ч, для различных частот вращения определяется по формуле $G_T = g_e N_e \cdot 10^{-3}$.

G_{TX} - расход топлива на максимальной частоте вращения холостого хода, составляет около 25...30% от номинального: $G_{TX} = (0,25 \dots 0,3) G_{TH}$

Удельный расход топлива на регуляторной ветви характеристики возрастает при снижении нагрузки от номинального g_{en} до $g_e = \infty$, соответствующего режиму холостого хода. Последние три столбца в таблице 1.14 соответствуют регуляторным ветвям всех показателей.

таблица 1.14.

K_ω	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1	1,02	1,04	1,06
n_d , об/мин										
ω_d , с ⁻¹										
N_e , кВт										
M_k, H_M										
G_T , кг/ч										
g_e , г/кВт·ч										

Для построения характеристики в функции частоты вращения на оси абсцисс откладывается частота вращения, а по оси ординат - значения соответствующих показателей N_e , M_k , G_T, g_e . Для каждого показателя в необходимом масштабе наносится шкала, указываются индекс показателя

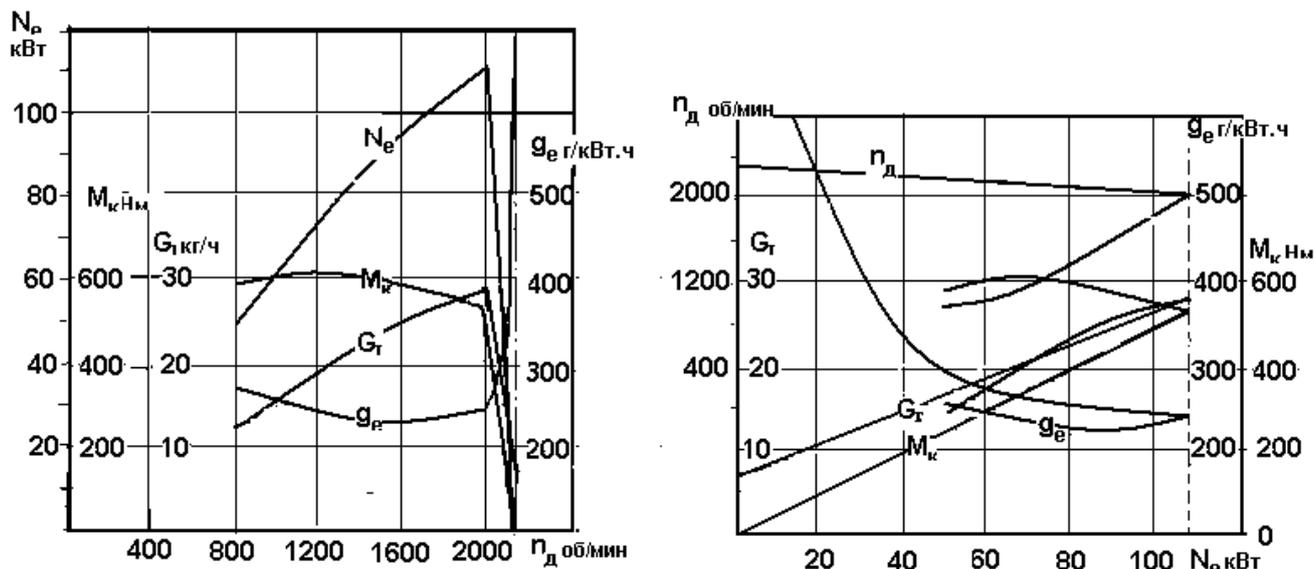


Рисунок 2.2. Скоростная характеристика с регуляторными ветвями (а), регуляторная характеристика (б)

2.3. Построение частичных скоростных характеристик дизеля со всережимным регулятором.

Выполнение многих сельскохозяйственных работ производится при условиях ограничения скорости движения МТА, небольших величинах тягового сопротивления (боронование посевов, культивация междурядий и др.). Эти условия не дают возможности использовать всю мощность тракторного двигателя, не позволяют использовать наиболее экономичные режимы его работы. Выше было показано, что дизель может иметь всережимный регулятор или свободное управление рейкой. Чаще всего дизель оборудован всережимным регулятором (двигатели тракторов, комбайнов, грузовых автомобилей и т.п.).

Чтобы в таких условиях обеспечить улучшение экономичности работы двигателя, трактора и всего МТА, используют частичные режимы работы двигателя.

Автомобили также работают при неполной загрузке (см. ниже).

Рассмотрим работу машины с дизелем в условиях недогрузки двигателя и ограничения скорости МТА (рис. 2.3).

Рассмотрим этот случай.

На рис.2.2 в верхнем квадранте строите скоростную характеристику с регуляторной ветвью дизеля, в нижнем - зависимость скорости движения машины по передачам

$$v_j = \pi n_d * r_k / (30 * i_{тр}),$$

где n_d частота вращения двигателя, r_k - радиус колеса, $i_{тр}$ - передаточное число трансмиссии.

Допустим, что:

- 1) загрузка двигателя составляет $M_k = (35...40\%) M_{кн}$.
- 2) по условиям агротехники или других факторов существует ограничение скорости движения - $v_{тр}$.

Тогда, как это делается обычно на практике, при полном скоростном режиме двигателя (полном перемещении рычага акселератора), тракторист может работать только на 1 передаче, при небольшом коэффициенте загрузки, с большим удельным расходом топлива. При одинаковых условиях работы машины ведущие моменты на колесах на 1-й и других передачах будут равны (дорога та же, скорость одинакова. Но моменты на двигателе при разных передачах будут разными: $M_{кз} = M_{вед} / (i_{тр} * \eta_{тр})$, а именно: на 1-й передаче $M_{к1}$, на 2-й - $M_{к2} = M_{к1} (i_{тр1} / i_{тр2})$, на 3-й - $M_{к3} = M_{к2} (i_{тр2} / i_{тр3})$ и т.д.

Работать на первой передаче со скоростью v_1 двигатель может работать с крайне низкой загрузкой с очень большим удельным расходом топлива. В этом случае двигатель может работать на частоте вращения n_1 , развивать момент M_1 , скорость иметь не более v_1 , и иметь удельный расход топлива g_{e1} , что в **1,4..1,5** раза больше номинального. А удельный расход топлива двигателем прямо связан с погектарным расходом топлива:

$$Q_{га} = G_T / W_{ч} = G_T / (B v_{ч}) = G_T / (k_1 * P v_{ч}) = G_T / (k_2 N_e) = k_3 * g_e$$

где $W_{ч}$ - часовая производительность, N_e - мощность, $v_{ч}$ - скорость, м/ч, k, k_2, k_3 - коэффициенты пропорциональности.

Значит, для нас не все равно, на каком режиме работает двигатель, какой он имеет $g_{\text{емин}}$. Чтобы двигатель работал экономично, нужно, чтобы его загрузка была около $K_3 \cong 1$. Загрузка двигателя будет больше, если включить более высокую передачу. Момент на колесе трактора (автомобиля) равен моменту двигателя, умноженному на КПД и передаточное число трансмиссии $i_{\text{тр}}$: $M_{\text{вед}} = i_{\text{тр}} M_{\text{к}} \eta_{\text{тр}}$.

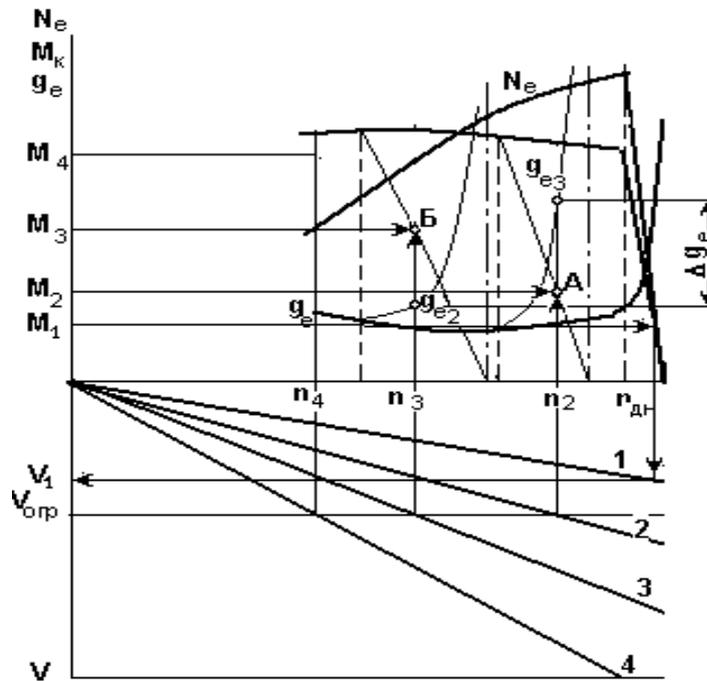


Рис. 2.3. Определение эффективности частичных режимов машины с дизелем

Так как передаточное число на низшей передаче больше, чем на высшей, то момент сопротивления двигателю на высшей передаче будет больше. Вам задается момент на первой передаче рабочего диапазона через коэффициент загрузки (см. табл. 2.1) : $M_{\text{к1}} = K_3 M_{\text{кн}}$

Итак, чтобы полнее загрузить двигатель, нужно включить, насколько это возможно, высшую передачу (на рис.2.3 - третью, а еще лучше – 4-ю). А чтобы сохранить заданную скорость движения $v_{\text{огр}}$, нужно уменьшить скоростной режим двигателя - перевести акселератор в промежуточное положение –перевести его на работу по частичной характеристике. При скорости $v_{\text{огр}}$ на 2 передаче двигатель должен иметь частоту вращения $n_{\text{д2}}$, при включенной 3-й передаче - $n_{\text{д3}}$, на 4-й - $n_{\text{д4}}$.

С колес на двигатель на второй передаче приходит нагрузка $M_{к2}$. Точка пересечения момента $M_{к2}$ и частоты вращения $n_{д2}$ будет точка А. Проведем через эту точку новую регуляторную ветвь.

Отложим момент $M_{к3}$ на графике, найдем точку А пересечения ординаты момента с частотой вращения $n_{г3}$, Это будет точка регуляторной ветви новой частичной характеристики. Через эту точку проведем регуляторную ветвь. Угол её наклона можно найти по коэффициенту неравномерности регулятора

$$\delta_p = \frac{n_n - n_H}{n_{cp}}$$

Ориентировочно новый коэффициент неравномерности можно определять пропорционально ослаблению главной пружины регулятора на частичном режиме:

$$\delta_{p3} = \delta_{p0} \frac{n_{гно}}{n_{гн3}} \approx \delta_{p0} \frac{n_{гн}}{n_{гн3}}$$

где δ_{p0} , δ_{p3} - коэффициенты неравномерности на внешней характеристике и частичной, $\delta_{p0}=0,06...0,08$; На минимальной частоте вращения холостого хода $\delta_{p0}=0,25...0,3$.

$n_{гно}$, $n_{гн3}$ - номинальная частота вращения на внешней и частичной характеристике .

По этим выражениям можно найти δ_{p3} , $n_{хmax3}$, провести новую регуляторную ветвь крутящего момента, определить $n_{гн3}$.

Построим регуляторную ветвь часового и удельного расхода топлива на частичном режиме: часовой расход топлива на холостом ходу частичного режима (так как механические потери зависят от частоты вращения) равен:

$$G_{Тх3}=G_{Тхо} n_{гх3}/n_{гхо}$$

Соединив точки $G_{Тх3}$ и точку пересечения нового номинального скоростного режима $n_{гн3}$ с корректорной ветвью характеристики часового расхода топлива $G_T=f(n)$, получим новую регуляторную ветвь $G_{Т3}$.

Для построения регуляторной ветви g_{e3} постройте регуляторную ветвь N_{e3} , используя формулу $g_e = G_T/N_e$, постройте кривую $g_{e3} = f(n)$.

Примечание: данные расчеты не учитывают изменения КПД трансмиссии на различных передачах, буксование колес трактора и т.д., но ошибка незначительна. Эти разделы изучаются в следующем разделе курса.

При изменении скоростного режима в реальных условиях, водитель перемещает рычаг акселератора, переводя двигатель на новый скоростной режим. Эта новая регуляторная ветвь двигателя будет иметь свою регуляторную ветвь удельного расхода топлива. Этой частоте $n_{д2}$ на новой регуляторной ветви будет соответствовать момент $M_{к2}$, удельный расход топлива g_{e2} .

Аналогичное построение можно сделать для 3-й передачи. Момент $M_{к3}$ и частота вращения $n_{д3}$ пересекутся в точке Б. Кривая момента двигателя на данном режиме обязательно должна пойти через эту точку (действие равно противодействию). Водитель перемещает рычаг акселератора, снижает частоту вращения так, чтобы новая регуляторная ветвь прошла через точку Б. В этой точке двигатель будет иметь момент $M_{к3}$ и частоту вращения $n_{д3}$, и соответственно удельный расход топлива g_{e3} .

По рисунку видно, что $g_{e3} < g_{e2}$, т.е. на 3-й передаче двигатель работает экономичнее. Зная $-\Delta g_e$, можно определить экономию топлива на гектар, за смену и т.д..

Нужно иметь в виду, что при работе с машинами, имеющими привод рабочих органов через ВОМ, этот прием применять нельзя, т.к. изменится частота вращения ВОМ. Однако, при двух и более скоростном приводе ВОМ это будет возможно.

Таким образом, одним из способов экономии топлива является применение частичных режимов. Если агрегат выполняет работу в условиях недогрузки, ограничения частоты вращения, целесообразно включить повышенную передачу и, перемещая акселератор, перевести двигатель на пониженный скоростной режим. В этом случае, сохраняя производительность, мы обеспечиваем снижение расхода топлива на гектар, т.к. сам двигатель работает более экономично.

Задание на самостоятельную работу

1. По прототипу двигателя, выберите трактор и агрегатируемый с ним сельскохозяйственный агрегат. Технологический процесс данной системы трактор-машина ограничивается предельной скоростью движения по условиям агротехники, состояния дороги на транспорте и т.п. Выберите эту предельную скорость, а также по таблице 2.1 коэффициент загрузки двигателя в соответствии со своим вариантом.

Таблица 2.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
K_3	0,4	0,42	0,38	0,39	0,36	0,43	0,48	0,45	0,37	0,44	0,45

Коэффициент загрузки двигателя – это отношение эффективной мощности к номинальной эффективной мощности двигателя:

$$K_3 = N_e / N_{en} = M_k / M_{kn}$$

2. Постройте внешнюю характеристику двигателя (полученную ранее в тепловом расчете).

3. Постройте по передачам график зависимости скорости движения агрегата от частоты вращения двигателя. Данные возьмите из справочника по своему трактору-прототипу.

4. Определите показатели двигателя при работе трактора на низшей рабочей передаче.

5. Для 3...4 возможных высших передач при движении агрегата со скоростью V_{agr} определите показатели работы двигателя, для чего:

- рассчитайте загрузку (крутящий момент) двигателя на каждой высшей передаче;
- по частоте вращения и величине крутящего момента определите точки А, Б, В и т.д. на новых частичных характеристиках. Через эти точки проведите новые регулировочные ветви частичных характеристик;
- определите показатели работы двигателя на частичных режимах.

6. Сравните эти величины с величинами при работе агрегата на низшей передаче трактора.

7. Дайте инженерный анализ и рекомендации трактористу по выбору оптимального режима работы :

- что даёт такой способ при работе агрегата, для тракториста, хозяйства;
- каким образом тракторист может определить передачу и режим работы двигателя при переходе на высшую передачу;
- сколько сэкономит тракторист топлива и денежных средств на гектар.

2.4. Построение частичных скоростных характеристик бензинового двигателя

Скорость движения автомобиля при работе в сельской местности часто ограничивается дорожными условиями, характером перевозимого груза и т.д.

Водитель для движения с заданной скоростью должен выбрать передачу и режим работы двигателя, т.е. степень открытия дроссельной заслонки.

Автомобильный двигатель почти всегда работает при неполной загрузке .

Рассмотрим график рис.2.4. В верхнем квадранте, также как и у дизеля, показана скоростная характеристика двигателя, а в нижнем - скорости движения автомобиля по передачам (1...4).

Построение частичных характеристик можно выполнить по данным табл. 2.2. В верхней строчке принимается относительная частота вращения двигателя (относительно номинальной $n_d/n_{дн}$). В остальных строчках дается процентное отношение всех показателей к номиналу этого показателя, т.е. $N_e/N_{ен}$, $M_k/M_{кн}$, $G_T/G_{тн}$, $g_e/g_{ен}$. Во втором столбце показаны относительные величины открытия дроссельной заслонки.

Чтобы построить характеристику двигателя, проходящую через точку Б, нужно использовать метод экстраполяции: пропорционально кривым моментов, соответствующим 60 и 100% открытия дроссельных заслонок, через точку Б провести новую кривую $M_k^0 = f(n)$. На данном примере она соответствует примерно 75% открытия дросселя. Методом экстраполяции строятся кривые остальных показателей

N_e , $G_T = f(n)$ и рассчитывается кривая $g_e = f(n) = \frac{G_T}{N_e}$ пересечения ординаты при $n_{г4}$

кривыми $G_T = f(n)$ $g_n = f(n)$ дадут величины часового и удельного расхода топлива при работе на частичном режиме.

Формула определения скорости - та же (см. дизель). Допустим, что есть ограничение скорости движения $v_{огр}$ - плохая дорога, знак ограничения скорости движения по населенному пункту, особый груз (например люди) и т.д., а загрузка двигателя составляет тоже 20..40%. В этом случае нагрузка на двигатель на второй передаче будет $M_{к2}$. Частота вращения двигателя будет $n_{д2}$. На третьей передаче нагрузка - $M_{к3}$, а частота вращения - $n_{д2}$, на 3-й - $M_{к3}$ и $n_{д3}$, на 4-й - $M_{к4}$ и $n_{д4}$ (формулы для расчета такие же как и выше для дизеля).

Таблица 2.2

	%	Величина относительного показателя									
		др.									
$n_d/n_{дн}$		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,15
$N_d/N_{дн}$	100	0,2	0,34	0,5	0,625	0,75	0,86	0,93	0,99	1	0,9
	70	0,21	0,324	0,436	0,545	0,624	0,693	0,72	0,72	0,67	0,57
	50	0,194	0,291	0,384	0,47	0,5	0,5	0,49	0,459	0,35	
	40	0,18	0,264	0,344	0,385	0,38	0,37	0,312	0,18		
	20	0,14	0,204	0,252	0,258	0,19	0,07				
$M_k/M_{кн}$	100	1,2	1,22	1,24	1,25	1,25	1,24	1,19	1,1	1	0,8
	70	1,05	1,08	1,09	1,09	1,04	0,99	0,9	0,8	0,67	0,45
	50	0,97	0,97	0,96	0,93	0,85	0,75	0,64	0,51	0,35	
	40	0,9	0,88	0,86	0,77	0,67	0,55	0,39	0,2		
	20	0,7	0,68	0,63	0,53	0,38	0,1				
	10	0,55	0,5	0,38	0,14						
$g_e/g_{сн}$	100	0,89	0,85	0,83	0,83	0,84	0,86	0,89	0,94	1,00	1,11
	70	0,82	0,78	0,77	0,77	0,79	0,80	0,83	0,90	0,98	1,21
	50	0,8	0,79	0,79	0,80	0,81	0,84	0,89	0,97	1,15	
	40	0,806	0,80	0,80	0,81	0,85	0,95	1,08	1,24	1,56	
	20	0,9	0,87	0,9	1,08	1,5					

Рассмотрим работу двигателя при 3-й и 4-й передачах

Движение на 3-й передаче со скоростью $v_{огр}$ может быть только при частоте вращения $n_{дз}$. Точка пересечения частоты вращения $n_{дз}$ и момента $M_{кз}$ есть точка А. Через нее обязательно должна пройти ветвь момента двигателя. На рис.2.4 показаны внешняя характеристика двигателя (100% открытия дросселя) и частичные (60%, 40% и 20% - штрихпунктирные линии)

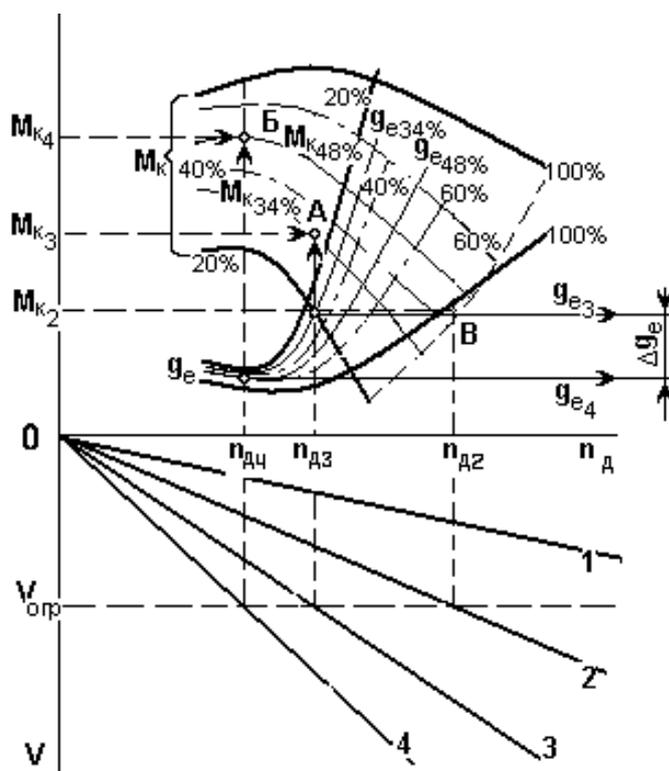


Рисунок 2.4. Определение эффективности частичных режимов бензинового двигателя

Точка А находится между кривыми 40% и 20%. Ориентировочно эта точка принадлежит кривой при 34% открытия дросселя. Аппроксимируя между кривыми 20% и 40% проводим эту новую кривую $M_{к34\%}$.

Когда будете делать эту часть курсовой работы на компьютере, то Вы будете величину открытия дросселя в %, пока новая кривая не пройдет через точку А.

Соответственно этой кривой момента, проводим (также аппроксимируя) кривую удельного расхода топлива $g_{e34\%}$.

При этом удельный расход топлива при частоте вращения $n_{д3}$ будет g_{e3} .

Расчет для 4-й передачи. Нагрузка на двигатель увеличится (см. формулы для дизеля) и станет $M_{к4}$ На скорости $v_{опр}$ и 4 передаче двигатель должен иметь частоту вращения $n_{д4}$. Из точки $n_{д4}$ откладываем ординату $M_{к4}$ и получаем точку В характеристики, в которой должен работать двигатель. Выше и ниже этой точки имеются характеристики момента при 60 и 40% открытия дроссельной заслонки. Аппроксимируя по этим кривым, можно сделать вывод, что точка В соответствует примерно 48% открытия дросселя. Проводим через эту точку эквидистантную этим кривым новую характеристику $M_{к48\%} = f(n_{д})$.

Аналогично кривым g_e при 60 и 80% открытия дроссельной заслонки проводим кривую $g_e = f(n_d)$ для 48% открытия дросселя. При частоте вращения n_{d4} 48% открытия дросселя двигатель будет иметь удельный расход g_{e4} .

Из рисунка видно, что $g_{e4} < g_{e3}$, т.е. при движении машины на 4 передаче в данных условиях двигатель работает экономичнее на величину Δg_e .

Следовательно, чтобы обеспечить экономию топлива на автомобиле, нужно включить возможно более высокую передачу, а акселератором поддерживать требуемую скорость движения. Водители интуитивно так и делают. Основное правило водителя: при разгоне как можно быстрее переходят на высшую передачу и регулируют скорость движения педалью акселератора.

Зная Δg_e , отношение $\Delta g_e/g_{e3}$, можно подсчитать экономию топлива и, соответственно, денег на 100 км пробега, за день, на заправке бака, за месяц и т.д. Итогом этих расчетов может быть рекомендация водителю какую включить передачу и какую держать частоту вращения двигателя с помощью педали акселератора.

Задание на самостоятельную работу

I. По прототипу двигателя выберите автомобиль, условия его работы (ограничение скорости движения $V_{огр}$), а также по заданию преподавателя - коэффициент загрузки двигателя (табл.2.3)

Таблица 2.3

В а р и а н т ы													
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
0,2	0,24	0,28	0,29	0,25	0,23	0,27	0,34	0,35	0,32	0,38	0,37	0,22	

2. Постройте внешнюю характеристику двигателя при 100% открытия дроссельной заслонки (табл. 2.3.).

3. Постройте график зависимости скорости движения автомобиля по передачам от частоты вращения двигателя. Передаточные числа трансмиссии или скорости движения возьмите из характеристики автомобиля (из справочника).

4. Определите точку работы двигателя при движении автомобиля на низшей рабочей передаче со скоростью $V_{огр}$ и показатели N_e, M_K, G_T, g_e .

5. Определите моменты сопротивления (загрузку) двигателя при работе его на 2-х высших передачах.

6. Постройте частичные характеристики момента для различных степеней открытия дроссельной заслонки (табл. 2.2).

7. Определите расчетные точки работы двигателя на выбранных передачах (по величине $M_{\text{кi}}$ и n_{gi}).

8. Методом экстраполяции проведите через получаемые точки (D) кривые крутящего момента, а затем и кривые мощности, часового, удельного расхода топлива.

9. Определите показатели работы двигателя на характеристиках, соответствующих выбранным передачам (величины N_{ei} , $M_{\text{кi}}$, G_{Ti} , g_{ei}).

10. Сравните эти показатели с показателями работы двигателя при движении автомобиля на низшей передаче. Проведите инженерный анализ и дайте водителю автомобиля рекомендации:

- что дает для водителя движение автомобиля на высших передачах;
- каким образом водитель может определить нужную передачу и режим работы двигателя при движении с ограничением скорости движения;
- сколько можно сэкономить топлива и денежных средств, используя частичные режимы работы двигателя.

Библиографический список

1. Основы теории и расчета автотракторных двигателей / Богатырев А.В., Корабельников А.Н., Чумаков В.Л., - М.: Колос-с, 2021, - 280с.
2. Практикум по автотракторным двигателям / Корабельников А. Н., Насоновский М. Л., Чумаков В.Л. - М.: КолосС, 2010. - 240 с.
3. Автомобили / Есеновский Ю. К., Лашков Ю.К., Насоновский М.Л., - М. : Инфра-М, 2015. - 591 с.
4. Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания / Богатырев А. В., Корабельников А.Н., Чумаков В.Л. - М.: ФГБНУ "Росинформагротех", 2017. - 79 с.
5. Тракторы и автомобили / Корабельников А.Н., Чумаков В. Л. - М. : ФГБНУ "Росинформагротех", 2017. - 78 с.

ХАРАКТЕРИСТИКИ
двигателей внутреннего сгорания

Марка	N _с , кВт	n _н , мин ⁻¹	i	ε	D, мм	S/D	V _н , л	M _{max} , Н·м	Такт- ность
Восход 2	7,7	5500	1	7,5	61,75	0,94	0,174	14,7	2
ИЖ-102	13,2	5100	2	7,0	61,75	0,94	0,347	26,5	2
ММВЗ-3	7,0	5500	1	8,5	52	1,115	0,123	11,3	2
ММВЗ-3	8,5	5900	1	9,5	52	1,115	0,123	11,3	2
М-63	20,6	5200	2	6,2	78	0,87	0,649		4
ЯВА-350	1,8	4750	2	7,4	58	1,12	0,344		2
Панония	8,8	4600	1	6,3	68	1,0	0,247		2
Пусковые двигатели									
ПД-8М	5,2	4300	1	6,6	62	1,06	0,199	13,7	2
ПД-10УД	8,5	3600	1	7,3	72	1,18	0,345	24	2
П-360	9,9	4000	1	7,5	72	1,18	0,346	26,5	2
П-700	16,2	4000	2	7,5	72	1,18	0,692	45,1	2
Автомобильные двигатели									
МеЗМ-968	31,6	4200	4v	7,2	76	0,868	1,197	73,5	4
МЗМА-408	36,8	4750	4p	7,0	76	0,968	1,36	91,2	4
АЗЛК-412	55,2	5800	4p	9,0	82	0,854	1,478	109,8	4
М-2140	55,2	5800	4p	8,8	82	0,854	1,5	111,7	4
ВАЗ-2101	47	5600	4p	8,5	76	0,868	1,197	87,2	4
ВАЗ-21011	50,7	5600	4p	8,5	79	0,835	1,3	94,1	4
ВАЗ-2103	56,6	5600	4p	8,5	76	1,053	1,45	105,8	4
ВАЗ-2121	58,8	5400	4p	8,5	79	1,013	1,57	121,5	4
ВАЗ-2108	46,9	5600	4p	9,9	76	0,934	1,3	94,1	4
ГАЗ-21А	62,5	4000	4p	7,65	92	1,0	2,445	176,5	4
ГАЗ-24	69,9	4500	4p	8,0	82	1,0	2,445	177,5	4
ГАЗ-2416	88,3	5400	6p	8,2	92	0,674	2,472	-	4

ГАЗ-2414	96,6	5200	6р	8,0	92	0,815	2,9	-	4
ГАЗ-13	143,6		8v	8,5	100	0,8	5,62		4
ЗМЗ-4022	77,2	3000	4р	8,0	92	1,0	2,445	181,5	4
ЗМЗ-53	84,6	3200	8	6,7	92	0,868	4,252	284,4	4
ЗМЗ-402.10	73,5	4500	4р	8,2	92	1,0	2,45	156	4
ЗМЗ-406.1	73,5	4500	4р	8,0	92	0,93	2,3	206	4
ЗМЗ-406.2	110,3	5200	4р	8,0	92	0,93	2,3	252	
ЗМЗ-406.3	80,9	4500	4р	8,0	92	0,93	2,3	191,3	
ЗИЛ-130	110,3	3200	8 v	6,5	100	0,95	5,956	402,1	4
ЗИЛ-375	132,4	3200	8 v	7,4	108	0,879	6,959	465,8	4
ЗИЛ-133	161,8	3600	8 v	7,4	108	0,879	6,959	509,9	4
ЗИЛ-111	161,8	4200	8 v	9,5	100	0,95	5,966	441,3	4
ЗИЛ-114	220,7	4500	8 v	10,5	108	0,879	6,959	578,6	4
Дизели									
Д-20	14,7	1800	1	15,0	125	1,12	1,72	90,0	4
Д-21А1	18,4	1800	2	16,5	105	1,14	2,08	97,6	4
Д-37М	29,4	1600	4р	16,0	105	1,14	4,15	211,0	4
Д-37Е	39,0	1800	4р	16,5	105	1,14	4,15	194,0	4
Д-144	46,4	2000	4р	16,5	105	1,14	4,94	248,0	4
Д-65	45,6	1750	4р	17,0	110	1,18	4,94	269,5	4
Д-50	40,4	1700	4р	16,0	110	1,137	4,75	245,0	4
Д-200	147	1250	6р	14	145	1,413	13,6	1123,1	4
Д-240	56,5	2200	4р	16,0	110	1,137	4,75	274,4	4
Д-245	77,0	2200	4р	15,1	110	1,137	4,75	375,2	4
Д-240Т	73,6	2200	4р	16	110	1,137	4,8	319,5	4
Д-260Т	114,0	2100	6р	15,0	110	1,137	7,12	596,8	4
СМД-14	58,8	1700	4р	17,0	120	1,17	6,3	355,7	4
СМД-21	103,0	2000	4р	16,0	120	1,17	6,3		4
СМД-60	117,5	2000	6v	15,0	130	0,88	9,15	647,8	4
СМД-64	117,5	1900	6v	15,0	130	0,88	9,15	662,5	4
СМД-81	183,5	2100	8v	15,0	130	0,88	12,2	960,0	4

А-41	69,0	1750	4р	16,5	130	1,08	7,43	414,4	4
А-01	99,0	1700	6р	16,5	130	1,08	11,5	617,4	4
ЯМЗ-236	132,4	2100	6v	16,5	130	1,077	11,14	667,0	4
ЯМЗ-238	176,5	2100	8v	16,5	130	1,077	14,86	883,0	4
ЯМЗ238НВ	158,0	1700	8v	16,5	130	1,08	14,86	931,0	4
ЯМЗ-240	264,8	2100	12v	16,5	130	1,077	22,29	1834,0	4
ЯМЗ-740	154,5	2600	8v	17,0	120	1,0	10,75	635,0	4
ЯМЗ-842	213,0	2300	8v	17,0	140	1,0	17,3	1020,0	4
ЯАЗ-204	82,5	200	4р	16,7	108	1,18	4,65	470,0	2
КАМАЗ-7401	161	2600	8v	17	120	1,0	10,8	591,3	4
КАМАЗ-640	117	2600	6v	17	120	1,0	8,2	429,8	4
ГАЗ-3301	92	2800	6р	18	105	1,142	6,3	313,8	4
ЗИЛ-845Н	162	2800	8v	18,5	110	1,045	8,7	379	4

Тракторы и автомобили. Тепловой расчет ДВС

Учебное пособие

по выполнению курсовой работы:

"Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания"

Богатыре Александр Венедиктович – кандидат технических наук, профессор кафедры тракторов и автомобилей РГАУ-МСХА имени К.А.Тимирязева

Девянин Сергей Николаевич, доктор технических наук, профессор профессор кафедры тракторов и автомобилей РГАУ-МСХА имени К.А.Тимирязева

Чумаков Валерий Леонидович, кандидат технических наук, профессор кафедры тракторов и автомобилей РГАУ-МСХА имени К.А.Тимирязева

Анашин Дмитрий Викторович, ассистент кафедры тракторов и автомобилей РГАУ-МСХА имени К.А.Тимирязева

Федоткин Роман Сергеевич, доцент кафедры тракторов и автомобилей РГАУ-МСХА имени К.А.Тимирязева

Материалы издаются в авторской редакции

Подписано в печать 28.11.2024. Формат 60x90/16

Усл.-печ. л., 3,1. Тираж 100 экз. Заказ 43240

Отпечатано в типографии «One.Book.ru»

ООО «Сам Полиграфист»

129090 г. Москва, Протопоповский пер., 6

