Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 26.12.2021 15:29:47
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра автомобилей, транспортных систем и процессов

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
_____ О.Г. Локтионова
«__» _____ 2017 г.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Методические указания по выполнению курсовой работы по курсу «Конструкция и основы расчета энергетических установок» для студентов направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»

Курск 2017

УДК 621.311

Составитель Е.В. Агеева

Рецензент
Кандидат технических наук, доцент *А.Ю. Алтухов*

Тепловой расчет двигателя внутреннего сгорания : Методические указания по выполнению курсовой работы по курсу «Конструкция и основы расчета энергетических установок» для студентов направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» / Юго-Зап. гос. ун-т; сост. Е.В. Агеева. Курск, 2017. 45 с.

Методические указания содержат весь необходимый материал для выполнения курсовой работы по дисциплине «Конструкция и основы расчета энергетических установок».

Предназначены для студентов очной и заочной форм обучения направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать 28.02.17 Формат 60x84 1/16.
Усл. печ. л. 2,2 Уч.-изд.л 2,1 Тираж 50 экз. Заказ. 329 Бесплатно
Юго–Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Содержание

1 Назначение, объем и содержание курсовой работы 4

2 Организация и планирование работы 7

3 Задание на выполнение теплового расчета 8

4 Указания к выполнению теплового расчета ДВС 9

5 Тепловой расчет двигателя 21

П р и л о ж е н и е I 39
Стандартизированные условные обозначения, применяемые в двигателестроении

П р и л о ж е н и е 2 42
Технико – экономические параметры двигателей

Библиографический список 45

1 Назначение, объем и содержание курсовой работы

Методические указания к тепловому расчету двигателя внутреннего сгорания (ДВС) предназначены для студентов всех форм обучения специальности 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»; выполняющих работы по дисциплине «Конструкция и основы расчета энергетических установок».

Цель выполнения теплового расчета - закрепление знаний студентов по теории ДВС и привитие будущим специалистам в области эксплуатации автомобильного транспорта, дорожных и строительных машин умений и навыков в применении теории и научных методов анализа к решению практических задач, связанных с расчетом и эффективной эксплуатацией силовых агрегатов этих машин.

Тепловой расчет включает выбор и обоснование конструктивных параметров проектируемого или модернизируемого двигателя и исходных данных для выполнения теплового расчета (исходя из задачи получения заданной мощности N_e, кВт, и эффективного расхода топлива g_e, г/кВт·ч); тепловой расчет двигателя; анализ полученных результатов теплового расчета и построение индикаторной диаграммы.

В задание на тепловой расчет включаются преимущественно четырехтактные поршневые двигатели. Двухтактные и другие типы ДВС (роторно-поршневые и газотурбинные), не получившие широкого применения на автомобилях, дорожных и строительных машинах, в задание включаются ограниченно. .

Структурными элементами пояснительной записки курсовой работы являются:

- ✓ титульный лист;
- ✓ задание;
- ✓ реферат;
- ✓ содержание;
- ✓ обозначения и сокращения (при необходимости);
- ✓ введение;
- ✓ основная часть, в том числе исследовательский раздел;
- ✓ заключение;

- ✓ список использованных источников;
- ✓ приложения (при необходимости).

Основная часть пояснительной записки может состоять из следующих трех глав:

1 Выбор и обоснование конструктивных параметров двигателя и исходных данных для теплового расчета.

2 Тепловой расчет ДВС.

3 Анализ результатов теплового расчета (оценка выполнения задания; сопоставление результатов расчета с аналогичными данными для прототипа; построение индикаторной диаграммы ДВС).

Во введении необходимо привести краткий обзор современного состояния ДВС, служащих прототипом рассчитываемому. В обзоре должны быть отражены материалы по вопросу развития двигателестроения в РФ, повышения технического уровня и срока службы двигателей. Кроме того, следует указать особые условия эксплуатации транспортной или строительной машины, для которой предназначен двигатель; привести основные параметры и показатели работы прототипа рассчитываемого двигателя. В конце формулируется задание на тепловой расчет двигателя.

В первом разделе пояснительной записки необходимо обосновать (или объяснить) выбор:

а) конструктивных параметров и факторов ДВС, обеспечивающих получение заданной мощности и расхода топлива:

- типа ДВС (дизельный, карбюраторный);
- степени сжатия ε^{X}
- отношения диаметра цилиндра к ходу поршня *D/S*, мм/мм;
- числа цилиндров *i*;
- частоты вращения коленчатого вала ДВС *n*, мин$^{-1}$;
- способа смесеобразования и формы камеры сгорания;
- вида и марки применяемого топлива;

б) исходных данных для выполнения теплового расчета ДВС:

- давления окружающей среды P0 , МПа;
- температуры окружающей среды T0, К;
- давления остаточных газов Pr, МПа;
- температуры остаточных газов Tr, К;
- степени подогрева заряда при впуске ΔT, К;

- коэффициента, учитывающего сопротивление впускной системы и затухание скорости движения заряда в цилиндре C;
- средней за процесс впуска скорости воздуха в клапане Wвп, м/с;
- коэффициента полноты индикаторной диаграммы φi;
- показателя политропы сжатия n1;
- показателя политропы расширения n2;
- коэффициента эффективного теплоиспользования при сгорании ξz;
- степени повышения давления λ (для дизелей).

Выбор параметров и факторов должен сопровождаться: указанием пределов изменения их величины, тенденций в их изменении; обоснованием выбора конкретного значения параметра для данного ДВС. В обоснование могут быть включены и особые условия на проектирование каждого конкретного ДВС: наддув, применение альтернативного топлива, работа в высокогорных условиях и т.д.

Во втором разделе приводится тепловой расчет ДВС по методу проф. Гриневецкого В.И. Если расчет выполняется с использованием ЭВМ, в пояснительной записке приводятся алгоритм, порядок расчета, блок-схема расчета, таблица исходных данных и машинная распечатка результатов расчета. Если для теплового расчета не использовалась ЭВМ, в пояснительной записке приводятся результаты поэтапного выполнения теплового расчета.

В третьем разделе необходимо дать краткий анализ полученных результатов, сопоставить результаты расчета с аналогичными данными для двигателя-прототипа, сделать общие выводы.

В четвертом разделе кратко объясняется построение диаграммы расчетного цикла в координатах P-ϑ по полученным в тепловом расчете значениям параметров в характерных точках цикла. Построение возможно аналитическим или графическим методом. Описываются приемы округления диаграммы для приближения ее к действительной индикаторной диаграмме. По построенной диаграмме определяется среднее индикаторное давление цикла P_i, МПа, и его величина сравнивается для контроля с полученным при расчете значением.

2 Организация и планирование работы

На установочном занятии студент получает индивидуальное задание. На этих занятиях преподаватели помогают уяснить студентам содержание и объем задания на тепловой расчет ДВС, рекомендуют литературу, необходимую для его выполнения.

Выполненный и оформленный в виде пояснительной записки тепловой расчет ДВС представляется преподавателю на рецензию.

Для планирования и организации самостоятельной работы в таблице 1 предлагаются примерный план и усредненные затраты времени на выполнение отдельных этапов расчета.

Таблица 1 - План работы

№ п/п	Содержание работы	Процент выполнения по всему объёму
1.	Введение	5
2.	Выбор и обоснование конструктивных параметров ДВС, исходных данных для теплового расчёта	10
3.	Тепловой расчёт двигателя	60
4.	Построение индикаторной диаграммы	10
5.	Оформление расчётно-пояснительной записки	15
	Итого	100

Оформление расчётно-пояснительной записки необходимо проводить в соответствии с:

- ГОСТ 2.316-2008 Единая система конструкторской документации. Правила нанесения надписей, технических требований и таблиц на графических документах. Общие положения;
- СТУ 04.02.030-2015 «Курсовые работы (проекты). Выпускные квалификационные работы. Общие требования к структуре и оформлению».

3 Задание на выполнение теплового расчета

Примеры исходных данных для выполнения теплового расчета студентами приведены в таблице 2 и 3. Вариант работы определяется по двум последним цифрам шифра студента. Данные для используемых прототипов двигателей приведены в приложении 2. При определении максимальной мощности и частоты вращения коленчатого вала следует ограничиваться тремя значащими цифрами.

Таблица 2 - Исходные данные

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тип двигателя и его назначение	К-4 ЛА	К-4 ЛА	К-4 ЛА	К-4 ЛА	К-4 ЛА	К-4 ГА	К-4 ГА	Д-4 ГА	Д-4 ГА	Д-4 ГА
Двигатель-прототип	МеМЗ 968	АЗЛК 412	ВАЗ 2102	ВАЗ 2100	ЗМЗ 24	ЗМЗ 66	ЗИЛ 130	ЯМЗ 236	ЯМЗ 238	ГАЗ 542

Примечание: К-4 - карбюраторный четырехтактный двигатель;
Д-4 - дизель четырехтактный;
ЛА - легковой автомобиль;
ГА - грузовой автомобиль.

Однако рекомендуется чтобы задание на курсовую работу для студентов, выдавал преподаватель на основании таблиц 2 и 3.

Таблица 3 - Исходные данные

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Увеличить максимальную эффективную мощность по отношению к мощности прототипа, %	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Увеличить частоту вращения коленчатого вала по отношению номинальной частоты вращения прототипа, %	0	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5

4 Указания к выполнению теплового расчета ДВС

4.1 Задачи теплового расчета

Задачами теплового расчета являются:

- ✓ углубление и закрепление знаний, полученных студентами при изучении теории рабочего цикла ДВС;
- ✓ приобретение умения и навыков расчета основных параметров и показателей рабочего цикла и показателей работы двигателя;
- ✓ овладение приемами и методами инженерного анализа полученных расчетных данных, установление их связи с режимами работы и условиями эксплуатации;
- ✓ получение исходных данных для последующего проектирования.

Тепловой расчет выполняется в системе СИ. При расчете необходимо обеспечивать получение требуемой точности вычисляемых показателей и параметров с учетом влияния их на конечные результаты. В связи с этим рекомендуется в пояснительной записке сопоставлять значения основных рассчитываемых параметров с параметрами аналогичных ДВС, служащих прототипом модернизируемому, и указывать пределы их изменения.

4.2 Описание особенностей прототипа ДВС, связанных с выбором параметров для теплового расчета

В математическую модель теплового расчета двигателя, выполняемого по методу проф. В.И. Гриневецкого, не входят конструктивные и режимные параметры ДВС. Их влияние учитывается в значениях исходных параметров и факторов, выбранных для теплового расчета. Поэтому выполнению теплового расчета ДВС должен предшествовать анализ конструктивных и эксплуатационных особенностей двигателя-прототипа (с учетом его модернизации).

Анализ должен быть кратким, четким, с указанием исходных параметров, на которые данный фактор оказывает влияние, и оценкой направления влияния.

Например, ΔT – степень подогрева свежего заряда на впуске – изменяется для КБД в пределах 0 + 20 К. Выполняется тепловой расчет двигателя, прототипом которому служит двигатель ЗИЛ-130. У ДВС ЗИЛ-130 осуществляется принудительный (от охлаждающей жидкости) подогрев заряда на впуске для более полного предварительного (во впускном тракте) испарения жидкого топлива. С учетом этого целесообразно выбрать ΔT = 20 К, т.е. по верхнему пределу.

4.3 Выбор и обоснование параметров двигателя и исходных данных для теплового расчета

4.3.1 Выбор и обоснование конструктивных и эксплуатационных параметров

При выборе и обосновании величины исходных параметров и факторов ДВС следует исходить из основных тенденций и направлений развития современных транспортных двигателей. Основные задачи, стоящие перед транспортным двигателестроением, следующие: повышение топливной экономичности; снижение расхода масла; применение альтернативных топлив; снижение токсичности; повышение литровой и поршневой мощности; снижение массогабаритных показателей.

С учетом этих и других задач должны выбираться исходные параметры и показатели рассматриваемого двигателя.

Тип двигателя

На автомобилях, тракторах, дорожных и строительных машинах применяются карбюраторные двигатели, дизели, а также двигатели, работающие на газовом топливе (сжатом и сжиженном газе).

Карбюраторные двигатели - наиболее массовые ДВС, применяемые на автомобильном транспорте, особенно легковом. Это объясняется их преимуществом перед дизелями по массовым, скоростным и тяговым показателям, меньшему шуму и более низкой стоимости изготовления.

При выборе типа двигателя для автомобиля необходимо такте учитывать проходимость, которая зависит от нагрузки на переднюю ось. Использование более легких карбюраторных двигателей на легковых и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности дает значительный эффект в отношении разгрузки передней оси и, следовательно, способствует повышению проходимости автомобиля.

Возрастающее применение на грузовых автомобилях, на тракторах, дорожных и строительных машинах дизелей объясняется:

- более высокой топливной экономичностью, присущей рабочему циклу, особенно на частичных режимах, что обеспечивает снижение эксплуатационных расходов топлива на 25 ÷ 40 % по сравнению с карбюраторными двигателями;
- меньшей стоимостью топлива;
- постепенным снижением энергетических, габаритных и массовых показателей дизелей и карбюраторных двигателей вследствие форсирования дизелей по частоте вращения и среднему эффективному давлению путем совершенствования процесса газообмена, более эффективного использования воздуха при смесеобразовании и сгорании;
- меньшей токсичностью отработавших газов;
- высоким моторесурсом дизелей;
- сближением стоимости производства дизелей и карбюраторных двигателей.

Газовые двигатели по экономичности превосходят карбюраторные, но уступают дизелям. Они наименее токсичны на всех режимах работы. По массовым и тяговым характеристикам уступают карбюраторным двигателям.

Степень сжатия

В карбюраторных и газовых двигателях с увеличением степени сжатия улучшается теплоиспользование, а, следовательно, повышается индикаторный КПД двигателя, что положительно. Однако одновременно при средних и максимальных нагрузках увеличивается токсичность отработавших газов (количество углеводоро-

дов из-за увеличения объема пристеночного слоя в процессе сгорания и количество окислов азота из-за повышения температуры сгорания). Увеличивается также нагрузка на кривошипно-шатунный механизм (КШМ) и для обеспечения надежности двигателя необходимо соответственно увеличивать размеры и массу его основных частей. Вследствие этого возрастают механические потери, и пуск двигателя затрудняется. При больших ε необходимо также использовать топливо с более высокими октановыми числами. С учетом требований обеспечения бездетонационного сгорания и допустимого уровня токсичности отработавших газов величина ε в современных двигателях с искровым зажиганием равна 10÷11.

В дизелях при увеличении степени сжатия температура и давление в период начала впрыскивания топлива растут, что приводит к более "мягкой" работе двигателя. Поэтому в многотопливных дизелях ε=21 и выше. Повышение ε целесообразно также для улучшения пуска дизеля. Индикаторный КПД в диапазоне степеней сжатия (ε = 14,5 ÷ 19), применяемых в дизелях, меняется незначительно. Рост температуры при больших ε приводит к увеличению содержания в продуктах сгорания оксидов азота. При наддуве быстроходного дизеля для получения допустимого по условиям прочности кривошипно-шатунного механизма максимального давления цикла $P_z \leq 12{,}5$ - 13,5 МПа степень сжатия понижают до 12 ÷ 16.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра

С уменьшением *S/D,* с одной стороны:

- уменьшаются габариты двигателя по высоте;
- снижаются механические потери и скорость изнашивания деталей за счет уменьшения средней скорости поршня;
- улучшаются условия размещения клапанов и создаются предпосылки для увеличения их размеров;
- повышается жесткость коленчатых валов в связи с возможностью увеличения диаметров коренных и шатунных шеек и их перекрытия,

с другой:

- увеличиваются габариты двигателя по длине;
- повышаются нагрузки на детали КШМ от давления газов и сил инерции;
- уменьшается высота камеры сгорания и ухудшается ее форма, что в карбюраторных двигателях приводит к повышению склонности к детонации, а в дизелях - к ухудшению условий смесеобразования.)

Целесообразно уменьшать отношение *S/D* при повышении быстроходности двигателя, особенно для V-образных ДВС, так как при этом легче достигаются оптимальные массовые и габаритные показатели. Для современных двигателей автотракторного типа значения'

S/D составляют: для карбюраторных двигателей - 0,7 ÷ 1,05, четырехтактных автомобильных дизелей - 0,9 ÷ 1,05, двухтактных дизелей – 1 ÷ 1,4, двухтактных карбюраторных двигателей - 0,84 ÷ 1,15.

Число и расположение цилиндров

С увеличением числа цилиндров при сохранении постоянной мощности ДВС диаметр цилиндров уменьшается. Это позволяет повысить ε в карбюраторных двигателях и тем самым улучшить экономичность его работы. При увеличении числа цилиндров улучшается уравновешенность и повышается равномерность хода двигателя. В дизелях при чрезмерном уменьшении диаметра цилиндра возникают конструктивные трудности с обеспечением направленного движения воздушного заряда в цилиндре, что необходимо для осуществления качественного смесеобразования и сгорания смеси. По этой причине автомобильные дизели выпускают с диаметром цилиндра не менее 75 мм.

Вместе с тем с увеличением диаметра цилиндра уменьшаются потери тепла в охлаждающую среду, что приводит к увеличению индикаторного КПД и повышению теплонапряженности деталей двигателя. При увеличении числа цилиндров и рядном их расположении длина двигателя увеличивается, высота и ширина уменьшаются. По расположению цилиндров автотракторные двигатели разделяют на рядные *P*, *V*-образные и оппозитные (Н).

Наибольшее распространение получили рядные с вертикальным расположением цилиндров. Такое расположение удобно при обслуживании двигателя, а также упрощает конструкцию блок-картера.

С увеличением мощности и быстроходности большое распространение получают V-образные двигатели, позволяющие значительно уменьшить габаритную длину, массу и стоимость изготовления. Параметры этих двигателей зависят в первую очередь от угла развала цилиндров и угла расположения кривошипов. Эти углы влияют не только на уравновешенность, но и в значительной мере на равномерность хода двигателя, его габаритные размеры, конструкцию впускного патрубка и равномерность питания цилиндров рабочей смесью (или воздухом), а также удобство ремонта и обслуживания.

При угле развала, равном 180 (оппозитные ДВС), цилиндры находятся в одной плоскости, по обе стороны от коленчатого вала, что дает возможность располагать двигатель под салоном или кузовом автомобиля.

Частота вращения коленчатого вала

В карбюраторном двигателе с повышением частоты вращения (n, мин$^{-1}$) эффективность процесса сгорания не ухудшается, однако уменьшаются потери тепла за цикл из-за сокращения времени на теплообмен между газом и стенками, что повышает индикаторный КПД. С увеличением η количество окиси углерода CO в отработавших газах уменьшается, а оксидов азота $N0_x$ увеличивается.

В дизеле с повышением частоты вращения качество распыливания топлива улучшается, скорость движения воздушного заряда увеличивается, а температура и давление к концу процесса сжатия становятся выше. Совокупное действие указанных факторов обусловливает повышение η_i при одновременном увеличении "жесткости" сгорания, максимального давления при сгорании (P_z) и скорости нарастания давления $(dp/d\varphi)$ в фазе быстрого сгорания. Индикаторные показатели с ростом n улучшаются до тех пор, пока надежно работает топливоподающая аппаратура, и коэффициент

наполнения остается достаточно высоким.

Однако с увеличением частоты вращения коленчатого вала автотракторных двигателей возрастают инерционные нагрузки, увеличиваются размеры и масса деталей кривошипно-шатунного механизма, потери на трение, снижаются надежность и долговечность двигателя. Карбюраторные двигатели имеют диапазон изменения частоты вращения: для легковых автомобилей $n = 4000 \div 6000$ мин$^{-1}$, для грузовых – $n = 3000 \div 4000$ мин$^{-1}$; дизели для грузовых автомобилей и тракторов – $n = 1700 \div 3000$ мин$^{-1}$.

Способ смесеобразования и формы камеры сгорания

Различают внешнее и внутреннее смесеобразование: для карбюраторных и газовых двигателей с внешним типом смесеобразования выбор формы камеры сгорания заключается в обеспечении высокого наполнения цилиндра, эффективности протекания процесса сгорания с наименьшей токсичностью продуктов сгорания и использования выделившейся теплоты. Конструкция камеры сгорания в значительной степени зависит от общей компоновки двигателя. Камера сгорания должна обеспечивать высокую степень очистки от отработавших газов и наполнения цилиндров свежим зарядом; уменьшение отношения поверхности камеры сгорания $F_{кс}$ к ее объему $\upsilon_{кс}$, что снижает тепловые потери в систему охлаждения; оптимальную степень турбулизации на впуске и сжатии; возможность повышения степени сжатия при одновременном снижении склонности к детонационному горению; уменьшение длительности горения.

При внешнем смесеобразовании коэффициент избытка воздуха на номинальном режиме для достижения максимальной мощности $\alpha = 0{,}8 \div 0{,}9$, а на средних нагрузках для улучшения топливной экономичности $\alpha = 1{,}05 - 1{,}15$.

Для дизелей форма камеры сгорания зависит от выбранного типа смесеобразования: однокамерного (объемного, пленочного или объемно-пленочного) или двухкамерного (вихре- и предкамерного). При объемном способе смесеобразования, обеспечивающем наилучшую экономичность при наибольшей "жесткости" сгорания,

а значит значительных нагрузках на детали НШМ, применяются однополостные неглубокие камеры сгорания в поршне цилиндрической или близкой к ней формы. При пленочном смесеобразовании, обеспечивающем достаточно высокую экономичность при значительном уменьшении нагрузок на детали МИМ, применяются полуразделенные формы камеры сгорания, расположенные в головке поршня. Для этих дизелей затруднено форсирование их по мощности, в частности применением наддува.

В двухкамерных дизелях обеспечивается худшая экономичность по сравнению с однокамерными и полуразделенными. Их основными преимуществами являются меньшая требовательность к топливной аппаратуре и меньшая токсичность отработавших газов.

Для дизелей без наддува коэффициент избытка воздуха на номинальном режиме $\alpha = 1{,}25 \div 1{,}4$, с наддувом $\alpha = 1{,}6 \div 1{,}8$.

Вид и марка применяемого топлива

Способы образования топливовоздушной смеси и протекание химических реакций зависят от требований, предъявляемых к топливам, применяемым в двигателях внутреннего сгорания. В двигателях с внешним смесеобразованием (КВД, газовые двигатели) топливо, подаваемое вместе с воздухом через впускной клапан, должно легко испаряться и образовывать близкую к гомогенной смесь с поступающим воздухом. В двигателях с внутренним смесеобразованием топливо подается непосредственно в цилиндр в конце такта сжатия. Начало подачи незначительно опережает момент воспламенения, а часть топлива вводится в процессе сгорания. В этих условиях нужно обеспечить требуемое качество распиливания топлива, при котором образующиеся мелкие быстро испаряющиеся капли смешиваются с находящимся в цилиндре воздухом.

Указанным требованиям удовлетворяют жидкие и газообразные топлива. В качестве жидких топлив нефтяного происхождения в автотракторных двигателях применяют бензины и дизельные топлива. При выполнении расчетов рабочего цикла двигателя следует задать экспериментальный состав топлива, низшую теплоту сгорания H_u и среднюю молекулярную массу μ_m топлива по

данным таблицы 4.

Таблица 4 - Параметры топлива

Параметр	Бензин	Дизельное топливо
Элементарный состав (по массе) топлива		
C - углерод	0,85	0,87
H - водород	0,15	0,126
0 - кислород	-	0,004
Средняя молекулярная масса, кг/кмоль	110÷120	180÷200
Низшая теплота сгорания, кДж/кг	44000	42500
Отношение водорода к окиси углерода K=Мн$_2$/Mcd	0,45÷0,5	0,45÷0,5

4.3.2 Выбор и обоснование исходных данных для теплового расчета двигателя

а) Температура и давление окружающей среды (T_0, P_0). Давление и температуру окружающей среды (атмосферного воздуха) принимать соответственно P_0 = 0,1 МПа и T_0 = 288 К.

Если двигатель с наддувом, то следует задаться давлением наддува P_K, МПа, которое обычно лежит в пределах 0,15 ÷ 0,25 МПа . Тогда температуру газа после компрессора $T_к$, К, определяют по уравнению политропы (1)

$$T_k = T_0 \cdot \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \qquad (1)$$

где $n_к$ - показатель политропы сжатия в компрессоре, зависящий от

его типа и степени совершенства протекающего в нем процесса, $n_к$ = 1,45 ÷ 1,8 .

б) Давление остаточных газов P_r , МПа, определяется давлением среды, в которую происходит выпуск отработавших газов, то есть давлением P_0 при выпуске в атмосферу или P_p при установке на выпуске глушителя или газосборника при газотурбинном наддуве. Давление остаточных газов можно принять: $P_г = (1,1÷1,25)P_0$ или $P_г = (1,1÷1,25)P_р$, . Рекомендуется более высокое значение принимать для быстроходных двигателей. Для двигателей с наддувом при наличии газовой турбины на выпуске $P_г = (0,76÷0,98)P_k$[3].

в) Температура остаточных газов для карбюраторных двигателей $T_г$ = 900÷1100 К , для дизелей - 700 ÷ 900 К . Следует учитывать, что увеличение α и ε приводит к снижению $T_г$, а повышение частоты вращения коленчатого вала увеличивает температуру остаточных газов.

г) Степень подогрева заряда на впуске для четырехтактных карбюраторных двигателей ΔT = 10÷20 К ; четырехтактных дизелей без наддува ΔT = 20 ÷ 40 К ; четырех- и двухтактных дизелей с наддувом ΔT = 5 ÷ 10 К . Необходимо учитывать, что при увеличении диаметра цилиндра D, частоты вращения коленчатого вала n и степени сжатия ε величина ΔT уменьшается. Если впускной и выпускной трубопроводы размещены рядом или впускной трубопровод оборудован подогревом, то величину ΔT следует принимать ближе к верхнему пределу.

д) Коэффициент сопротивления $\varsigma = \beta^2 + \xi_{вп}$, учитывающий падение скорости свежего заряда после входа его в цилиндр и гидравлические сопротивления впускной системы двигателя, изменяется в пределах 2,5 ÷ 4,0 . Для карбюраторных двигателей, имеющих большие сопротивления на впуске из-за наличия карбюратора, значение коэффициента *C* выбирается ближе к верхнему пределу. Основное влияние на величину *C* оказывает частота вращения коленчатого вала. При увеличении *n* коэффициент C увеличивается.

е) Средняя скорость воздуха в проходных сечениях впускных клапанов дизелей $W_{кл}$ = 30 ÷ 70 м/с ; в карбюраторных двигателях $W_{кл}$ = 50÷80 м/с , а в некоторых типах двигателей может достигать 150 м/с . Эта скорость зависит от диаметра впускного клапана и частоты вращения коленчатого вала. При уменьшении диаметра впуск-

ного клапана и увеличении n средняя скорость $W_{кл}$ увеличивается.

ж) Показатель политропы сжатия n_1. Расчет параметров процесса сжатия производится по условному среднему за процесс сжатия показателю политропы n_1, изменяющемуся в пределах n_1 = 1,32 ÷ 1,40.

При выборе величины n_1 необходимо помнить следующее:

- с увеличением частоты вращения коленчатого вала n_1 увеличивается;
- при повышении средней температуры процесса сжатия n_1 уменьшается;
- с уменьшением интенсивности охлаждения двигателя n_1 увеличивается;
- с уменьшением отношения поверхности охлаждения к объему цилиндра n_1 увеличивается;
- для дизелей с разделенными камерами сгорания n_1 = 1,34 ÷ 1,38, с неразделенными камерами сгорания n_1 = 1,32 ÷ 1,4 .

з) Показатель политропы расширения n_2. Расчет параметров процесса расширения производится с условно усредненным показателем n_2. Для карбюраторных двигателей n_2 = 1,23 ÷ 1,30 , для дизелей n_2 = 1,18 ÷ 1,28 . Следует помнить, что показатель политропы зависит от режима работы двигателя, размеров цилиндра, способа охлаждения и ряда других факторов. Во всех случаях, когда увеличивается продолжительность догорания топлива, снижаются относительный теплообмен и утечки газов, n_2 уменьшается.

и) Коэффициент эффективного теплоиспользования ξ_z представляет собой параметр, который учитывает потери теплоты в процессе сгорания. Величина ξ_z, изменяется на номинальном режиме в следующих пределах:

- для карбюраторных двигателей - 0,85 ÷ 0,9 ,
- для дизелей - 0,7 ÷ 0,85 .

При выборе данных для расчетов следует учитывать связь указанных величин с режимом работы двигателя. При повышении частоты вращения коленчатого вала дизеля значение ξ_z возрастает с улучшением смесеобразования и сгорания топлива. Для карбюраторных двигателей ξ_z повышается при увеличении n до тех пор, пока рост потерь тепла за счет увеличения фазы догорания топлива не превысит уменьшение теплообмена за счет сокращения времени контакта горя-

чих газов со стенками цилиндра.

к) Степень повышения давления λ. При расчете сгорания в дизеле кроме значения ξ_z необходимо задаться степенью повышения давления λ. Значение λ зависит главным образом от типа смесеобразования и формы камеры сгорания и изменяется в дизелях в следующих пределах :

- для вихрекамерных - 1,6 ÷ 1,8;
- предкамерных - 1,4 ÷ 1,6;
- однокамерных с пленочным смесеобразованием - 1,6 ÷ 1,8;
- однокамерных с объемным смесеобразованием - 1,8 ÷ 2,5.

При выборе λ следует помнить, что при увеличении степени повышения давления увеличивается жесткость работы двигателя, растут нагрузки деталей кривошипно-шатунного механизма, увеличиваются потери на трение, возрастает износ двигателя.

л) Коэффициент полноты индикаторной диаграммы для карбюраторных двигателей $\varphi = 0{,}95 \div 0{,}97$, для дизелей $\varphi = 0{,}92 \div 0{,}95$.

Для облегчения выбора параметров теплового расчета в прил.3 приведены зависимости эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива от выбираемых параметров для карбюраторного двигателя ЗИЛ-130 и дизеля ЯМЗ-238.

5 Тепловой расчет двигателя

5.1 Материальный баланс

5.1.1 Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива определяется по формулам:

жидкого нефтяного

$$L_0 = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}\right); \quad (2)$$

$$l_0 = \frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O\right); \quad (3)$$

газового

$$L_0 = \frac{1}{0{,}21}\sum_{i=1}^{n}\left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2}\right) \cdot CnHmOr, \quad (4)$$

где l_o - масса необходимого воздуха, кг;
L_0 - количество необходимого воздуха, кмоль.

5.1.2 Количество свежего заряда

Количество свежего заряда, кмоль, определяется по формулам:

для карбюраторного двигателя

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_m}; \quad (5)$$

для дизеля

$$M_1 = \alpha \cdot L_0; \quad (6)$$

для газового двигателя

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1. \qquad (7)$$

5.1.3 Количество компонентов продуктов сгорания

Количество компонентов продуктов сгорания, кмоль, рассчитывается по формулам:

для карбюраторных двигателей

$$M_{CO} = 0{,}42 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot L_0; \qquad (8)$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO}; \qquad (9)$$

$$M_{H_2} = K \cdot M_{CO}; \qquad (10)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2}; \qquad (11)$$

$$M_{N_2} = 0{,}79 \cdot \alpha \cdot L_0; \qquad (12)$$

для дизелей

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}; \qquad (13)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}; \qquad (14)$$

$$M_{O_2} = 0{,}21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0; \qquad (15)$$

$$M_{N_2} = 0{,}79 \cdot \alpha \cdot L_0; \qquad (16)$$

для газового двигателя

$$M_{CO_2} = \sum_{i=1}^{n} n(CnHmOr); \tag{17}$$

$$M_{H_2O} = \sum_{i=1}^{n} \frac{m}{2}(CnHmOr); \tag{18}$$

$$M_{O_2} = 0{,}21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0; \tag{19}$$

$$M_{N_2} = 0{,}79\alpha \cdot L_0 + N_2. \tag{20}$$

5.1.4 Количество продуктов сгорания

Количество продуктов сгорания, кмоль

$$M2 = \sum_{i=1}^{n} Mi. \tag{21}$$

5.1.5 Теоретический коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}. \tag{22}$$

Для карбюраторных двигателей μ_0 = 1,06 ÷ 1,12 , для дизелей и газовых двигателей μ_0 = 1,03 ÷ 1,06 .

5.1.6 Средняя мольная изохорная теплоемкость продуктов сгорания

Средняя мольная изохорная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/кмоль·К, определяется по формулам:

для карбюраторного двигателя

$$\mu Cvm = \frac{1}{M_2}\begin{bmatrix} \left(20{,}6 + 222\cdot 10^{-5}\cdot t\right)\cdot Mco + \left(35{,}6 + 524\cdot 10^{-5}\cdot t\right)Mco_2 + \\ + \left(20{,}3 + 146\cdot 10^{-5}\cdot t\right)M_{H_2} + \left(26{,}6 + 470\cdot 10^{-5}\cdot t\right)M_{H_2O} + \\ + \left(20{,}6 + 222\cdot 10^{-5}\cdot t\right)M_{N_2} \end{bmatrix}; \qquad (23)$$

для дизелей

$$\mu Cvm = \frac{1}{M_2}\begin{bmatrix} \left(35{,}6 + 524\cdot 10^{-5}\cdot t\right)Mco_2 + \left(26{,}6 + 470\cdot 10^{-5}\cdot t\right)M_{H_2O} + \\ + \left(20{,}6 + 222\cdot 10^{-5}\cdot t\right)\cdot M_{O_2} + \left(20{,}6 + 222\cdot 10^{-5}\cdot t\right)M_{N_2} \end{bmatrix}. \qquad (24)$$

5.2 Процесс впуска

5.2.1 Давление в конце процесса впуска

Давление в конце процесса впуска, МПа,

$$Pa = Po - C\cdot\frac{Wkл^2}{2}\cdot\rho_в\cdot 10^{-6}, \qquad (25)$$

где $\rho_в$ - плотность воздуха, *кг/м*^{3}.

Плотность воздуха определяется по формуле

$$\rho_в = \frac{Po\cdot 10^6}{R\cdot To}, \qquad (26)$$

где R = 287 $\frac{кДж}{кг\cdot К}$ - газовая постоянная воздуха . Для дизеля с наддувом вместо Po и To следует подставлять P_k и T_k.

Для четырехтактных двигателей без наддува Pa = (0,8÷0,9)Po, с наддувом Pa = (0,9÷0,96)P_k .

5.2.2 Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{Tr}\cdot\frac{\Pr}{\varepsilon\cdot Pa - \Pr}. \qquad (27)$$

Для двигателя с наддувом следует вместо T_0 подставлять Tk.

Коэффициент остаточных газов для карбюраторных и газовых двигателей γ_r = 0,06÷0,12 ; для дизелей без наддува γ_r = 0,03 ÷ 0,06 .

5.2.3 Температура в конце процесса впуска

$$Ta = \frac{T0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}. \qquad (28)$$

Для двигателей с наддувом вместо T_0 следует подставлять T_k. Температура конца впуска для двигателей без наддува Та = 310 ÷ 350 К; с наддувом T_a = 320 ÷ 400 К.

5.2.4 Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{Pa}{P_0} \cdot \frac{T_0}{Ta(1 + \gamma_r)}. \qquad (29)$$

Для двигателей о наддувом вместо *Po* и *To* следует подставлять T_K и P_k. При анализе полученных результатов необходимо учитывать, что для дизелей η_v = 0,8 ÷ 0,9; для карбюраторных и газовых двигателей η_v = 0,75 ÷ 0,85 .

5.3 Процесс сжатия

5.3.1 Давление в конце процесса сжатия

Давление в конце процесса сжатия, МПа

$$Pc = Pa \cdot \varepsilon^{n1}. \qquad (30)$$

Для карбюраторных и газовых двигателей *Pc* = 0,9 ÷ 1,5 МПа , для дизелей *Pc* = 3,5 ÷ 6,0 МПа .

5.3.2 Температура в конце процесса сжатия

Температура в конце процесса сжатия, К,

$$Tc = Ta \cdot \varepsilon^{n1-1}. \qquad (31)$$

Для карбюраторных и газовых двигателей T_c = 550 ÷ 750 К , для дизелей T_c = 700 ÷ 900 К .

5.3.3 Средняя мольная изохорная теплоемкость свежего заряда

Средняя мольная изохорная теплоемкость свежего заряда, кДж/кмоль·К,

$$\mu C v_{mc} = 20{,}6 + 222 \cdot 10^{-5} \cdot t_c, \qquad (32)$$

где $t_c = T_c - 273$ ^{0}С.

5. 4 Процесс сгорания

5.4.1 Процесс сгорания в карбюраторном и газовом двигателях

Уравнение сгорания имеет вид

$$\frac{\xi z \cdot H\mu`}{M_1 \cdot (1+\gamma_r)} + \mu C v_{mc} \cdot t_c = \mu_g \cdot \mu C v_{mz} \cdot t_z, \qquad (33)$$

где $H\mu`$ - низшая теплота сгорания, для карбюраторного двигателя - в кДж/кг с учетом химической полноты сгорания при $\alpha < 1$.

$$Hu` = Hu - 119 \cdot 10^3 \cdot (1-\alpha) \cdot L_0. \qquad (34)$$

Для газового двигателя Hu – в кДж/кмоль; μ_g - действительный коэффициент молекулярного изменения свежей смеси,

$$\mu_g = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1+\gamma_r}; \qquad (35)$$

$\mu C v_{mz}$ - средняя мольная изохорная теплоемкость продуктов сгорания, кДк/кмоль·К, в точке z индикаторной диаграммы, определяется по формуле

$$\mu Cv_{mz} = a + \frac{b}{2} \cdot t_z; \qquad (36)$$

ξz - коэффициент эффективного тепловыделения при сгорании. Для карбюраторных двигателей $\xi z = 0{,}85 \div 0{,}9$; для газовых $\xi z = 0{,}8 \div 0{,}85$.

Уравнение (33) после подстановки вышеприведенных величин превращается в квадратное относительно t_z.

$$A \cdot t_z^{\,2} + B \cdot t_z - C = 0. \qquad (37)$$

Решая уравнение (37), находим температуру t_z, °С, в точке z.

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4A \cdot C}}{2A};$$

$$T_z = t_z + 273K. \qquad (38)$$

Максимальная температура сгорания для карбюраторных и газовых двигателей Tz = 2300 ÷ 2900 К .

Степень повышения давления в карбюраторном двигателе

$$\lambda = mg \cdot \frac{Tz}{Tc}. \qquad (39)$$

Для четырехтактных карбюраторных и газовых двигателей λ = 3,2÷4,0 .

Теоретическое давление в конце сгорания, МПа,

$$Pz = Pc \cdot \lambda. \qquad (40)$$

Для карбюраторных и газовых двигателей Pz = 3,0 ÷ 5,0 Мпа . В действительном цикле в конце процесса сгорания давление *Pzg*, МПа, примерно на 15 % ниже теоретического, поэтому

$$Pzg = 0{,}85 \cdot Pz. \qquad (41)$$

В дальнейших расчетах следует подставлять теоретическое давление *Pz*.

5.4.2 Процесс сгорания в дизеле

Уравнение сгорания имеет вид

$$\frac{\xi z \cdot Hu}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + (\mu Cv_{mc} + 8{,}314 \cdot \lambda) \cdot t_c + 2270 \cdot (\lambda - \mu_g) = \mu_g \cdot \mu Cp_{mz} \cdot t_z, \qquad (42)$$

где μg определен по уравнению (35);

μCp_{mz} - средняя мольная изобарная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/кмоль·К, определяется по формуле

$$\mu Cp_{mz} = 8{,}314 + \mu Cv_{mz}. \qquad (43)$$

После решения квадратного уравнения вида (37) по формуле (38) определяется температура в конце процесса сгорания дизеля

$$T_z = t_z + 273K.$$

На номинальном режиме работы в автотракторных дизелях T_z = 1800 ÷ 2200 К .

Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu g}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \qquad (44)$$

для дизелей ρ = 1,2 ÷ 1,7 .

5.5 Процесс расширения

5.5.1 Давление в конце расширения

Давление в конце расширения, МПа,

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}},$$

где δ - степень последующего расширения, для карбюраторного двигателя δ = ε; для дизеля

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}. \qquad (45)$$

Давление в конце расширения для карбюраторных и газовых двигателей P_b = 0,35 ÷ 0,5 МПа ; для дизелей P_b = 0,2 ÷ 0,4 МПа .

5.5.2 Температура в конце расширения

Температура в конце расширения, К,

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}}. \qquad (46)$$

Для карбюраторных и газовых двигателей T_b = 1200÷1500 К ; для дизелей T_b = 1000÷1200 К .

5.6 Индикаторные показатели цикла

5.6.1 Среднее индикаторное давление

Среднее индикаторное давление, МПа, для карбюраторного двигателя

$$P_i = \varphi_i \cdot \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]; \quad (47)$$

для дизелей

$$P_i = \varphi_i \cdot \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[(\rho - 1) \cdot \lambda + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (48)$$

Для карбюраторных двигателей P_i = 0,8 ÷ 1,2 МПа , для дизелей без наддува P_i = 0,75 ÷ 1,05 МПа , для дизеля с наддувом P_i = 1,05 ÷ 2,2 МПа, для газовых двигателей P_i = 0,5 ÷ 0,7 МПа .

5.6.2 Индикаторный КПД

Индикаторный КПД для двигателей, работающих на жидком нефтяном топливе (КБД и дизель),

$$\eta_i = 8{,}314 \cdot \frac{P_i \cdot T_0 \cdot M_1}{P_0 \cdot H_u \cdot \eta_v}. \quad (49)$$

Для двигателя, работающего на газовом топливе,

$$\eta_i = 371{,}15 \cdot \frac{P_i \cdot T_0 \cdot M_1}{P_0 \cdot H_u \cdot \eta_v}. \quad (50)$$

Низшую теплоту сгорания топлива следует подставлять в зависимость (49) в МДж/кг, а в зависимость (50) - в МДж/м^3. Для карбюраторных и газовых двигателей на номинальном режиме индикаторный КПД η = 0,28 ÷ 0,33 ; для дизелей η = 0,42 ÷ 0,45 .

5.6.3 Удельный индикаторный расход жидкого топлива

Удельный индикаторный расход жидкого топлива, г/кВт·ч,

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}, \quad (51)$$

где H_u подставлять в МДж/кг;

газового топлива, м^3/кВт·ч,

$$V_i = \frac{1}{H_u \cdot \eta_i}. \qquad (52)$$

Следует помнить, что пределы изменения g_i на номинальном режиме для карбюраторных двигателей g_i = 245 ÷ 300 г/кВт·ч, для дизелей g_i = 175 ÷ 205 г/кВт·ч .

5.7 Эффективные показатели двигателя

5.7.1 Среднее давление механических потерь

Среднее давление механических потерь, МПа,

$$Pm = Am + Bm \cdot Cn, \qquad (53)$$

где *An* и *Bn* - опытные коэффициенты:

для карбюраторных восьмицилиндровых двигателей при S/D < 1; A_M = 0,039;B_M = 0,0132;

карбюраторных двигателей с I ≤ 6 и $S/D \le 1$; A_M = 0,049;$B_м$ = 0,0152;

четырехтактных дизелей с неразделенными камерами сгорания A_M = 0,089; B_M = 0,0118;

предкамерных, дизелей A_M = 0,103; B_M = 0,0135;

дизелей с вихревыми камерами

A_M = 0,089; B_M = 0,0135;

Cn - средняя скорость поршня, м/с, предварительно принимается на основании опытных данных в соответствии с конструкцией и типом двигателя. Для автотракторных двигателей C_n = 8,5 ÷ 15 м/с .

5.7.2 Среднее эффективное давление

Среднее эффективное давление, МПа,

$$Pe = Pi - P_M. \qquad (54)$$

5.7.3 Механический КПД

$$\eta_m = \frac{Pe}{Pi}. \qquad (55)$$

5.7.4 Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M. \quad (56)$$

5.7.5 Удельный расход жидкого топлива

Удельный расход жидкого топлива, г/кВт-ч,

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}; \quad (57)$$

газового топлива, м^3/кВт·ч,

$$V_e = \frac{1}{H_u \cdot \eta_e}. \quad (58)$$

В таблице5 приведены значения η_M, P_e, η_e, g_e для номинального режима.

Таблица 5 - Эффективные показатели

Тип двигателя	η_M	Pe, Мпа	ηe	g_e, г/кВт*ч
Карбюраторный	0,7÷0,85	0,6÷0,95	0,25÷0,33	300÷325
Дизель	0,7÷0,82	0,55÷0,85	0,35÷0,4	215÷240
Газовый	0,75÷0,85	0,5÷0,75	0,23÷0,28	

5.8 Определение основных размеров двигателя

5.8.1 Литраж двигателя

Литраж двигателя, л,

$$V_L = \frac{30\tau \cdot Ne}{Pe \cdot n}, \quad (59)$$

где τ - коэффициент тактности, для четырехтактных двигателей равен 4.

5.8.2 Рабочий объем цилиндра

Рабочий объем цилиндра, л,

$$V_h = \frac{V_L}{i}, \tag{60}$$

где i - число цилиндров.

5.8.3 Диаметр цилиндра

Диаметр цилиндра, мм,

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \left(\frac{S}{D}\right)}}. \tag{61}$$

5.8.4 Ход поршня

Ход поршня, мм,

$$\dot{S} = \left(\frac{S}{D}\right) \cdot D. \tag{62}$$

5.8.5 Уточнение основных параметров и показателей двигателя

Полученные значения *S* и D следует округлить в большую сторону до целого значения. По окончательно принятым значениям *S* и D необходимо уточнить основные параметры и показатели двигателя:

литраж двигателя, л,

$$Vл = \frac{\pi D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}; \tag{63}$$

эффективную мощность, кВт,

$$Ne = \frac{Pe \cdot Vл \cdot n}{30 \cdot \tau}; \tag{64}$$

крутящий момент, Нм,

$$Me = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{Ne}{n}; \tag{65}$$

расход топлива, кг/ч,

$$Gr = Ne \cdot g_e \cdot 10^{-3}; \quad (66)$$

среднюю скорость поршня, м/с,

$$C_П = \frac{S \cdot П}{30}. \quad (67)$$

При расхождении между ранее принятой величиной Сп и полученной по этой формуле более чем на 5 ÷ 10 %, необходимо пересчитать эффективные параметры двигателя, начиная с определения нового значения среднего давления механических потерь по формуле (53).

5.8.6 Сопоставление полученных значений параметров отдельных процессов и выходных параметров ДВС со значениями этих параметров для ДВС, выбранного в качестве прототипа

При выполнении расчетов следует после расчетной зависимости указывать размерность всех величин; все расчеты сопровождать краткими пояснениями, необходимыми схемами и графиками. Если в ходе расчета приходится задаваться значениями какой-либо величины, то следует объяснить, почему выбрано именно это значение. Решать уравнения нужно в буквенном виде и только в окончательную зависимость подставлять числовые значения. В ходе расчета рекомендуется сопоставлять полученные значения параметров отдельных процессов (P_a, T_a, γ_r, η_v, Pc, Tc и др.) и выходных параметров ДВС (Pe, Ne, g_e, η_e и др.) со значениями этих параметров для ДВС, выбранного в качестве прототипа, с учетом современных тенденций развития двигателестроения.

5.9 Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма строится с целью проверки полученного аналитическим путем значения среднего индикаторного давления и наглядного представления протекания рабочего цикла в цилиндре рассчитываемого двигателя.

Диаграмму (рисунок 1 и 2) необходимо построить на листе миллиметровой бумаги формата А4 (210х297 мм) в такой последовательности:

выбрать масштаб объемов и давления так, чтобы диаграмма за-

няла весь лист, а ее высота была в 1,2 ÷ 1,7 раза больше основания.

Рекомендуемые масштабы:

давлению, равному 1 МПа, должно соответствовать на оси ординат 20, 25, 40 или 50 мм;

объему, равному 0,1 л, на оси абсцисс должно соответствовать 10, 20, 25, 40 или 50 мм.

Нанести на оси диаграммы равномерную шкалу давлений *P* (1, 2, 3, МПа) и объемов (0,1; 0,2; 0,3 ... л), отложив на оси абсцисс значение объема камеры сгорания, л,

$$Vc = \frac{Vh}{\varepsilon - 1}.$$

и полного объема цилиндра $Va = Vc + Vh$, а по оси ординат - в соответствующем масштабе давлений характерные точки цикла r, a, c, z, z`, b.

Данные для построения политропы сжатия и расширения можно найти аналитическим или графическим способом . При применении аналитического способа рабочий объем делится на части и определяется промежуточное значение объемов V_i. Рекомендуется для обеспечения точности построения брать меньшие промежутки между V_i в районе верхней мертвой точки и большие в районе нижней мертвой точки. Промежуточное значение давлений определяется по формулам:

на линии сжатия

$$Pci = Pc\left(\frac{Vc}{Vi}\right)^{n1};$$

на линии расширения

$$Vpi = Pz\left(\frac{Vz}{Vi}\right)^{n2},$$

где $Vz = Vc$ для карбюраторных двигателей;

$Vz = V_c \cdot \rho$ Для дизелей;

ρ - степень предварительного расширения.

Расчет промежуточных значений давлений рекомендуется выполнять в виде таблицы 6.

Таблица 6 - Значение давлений

Vi	V_c/V_i	$(V_c/V_i)^{n1}$	P_{ci}	V_z/V_i	$(V_z/V_i)^{n2}$	P_{pi}

После построения промежуточных точек их соединяют плавной кривой и получают расчетную индикаторную диаграмму.

Расчетную индикаторную диаграмму рекомендуется скруглить, как показано на рисунок 1 и 2, так как в реальном двигателе за счет опережения зажигания рабочая смесь воспламеняется до прихода поршня в ВМТ и повышает давление в конце процесса сжатия; процесс видимого сгорания происходит при постоянно изменяющемся объеме; действительное давление конца видимого сгорания P_{zg} = $0{,}85 \cdot P_z$; открытие выпускного клапана до прихода поршня в НМТ снижает давление в конце расширения и имеет место процесс выпуска и наполнения цилиндра.

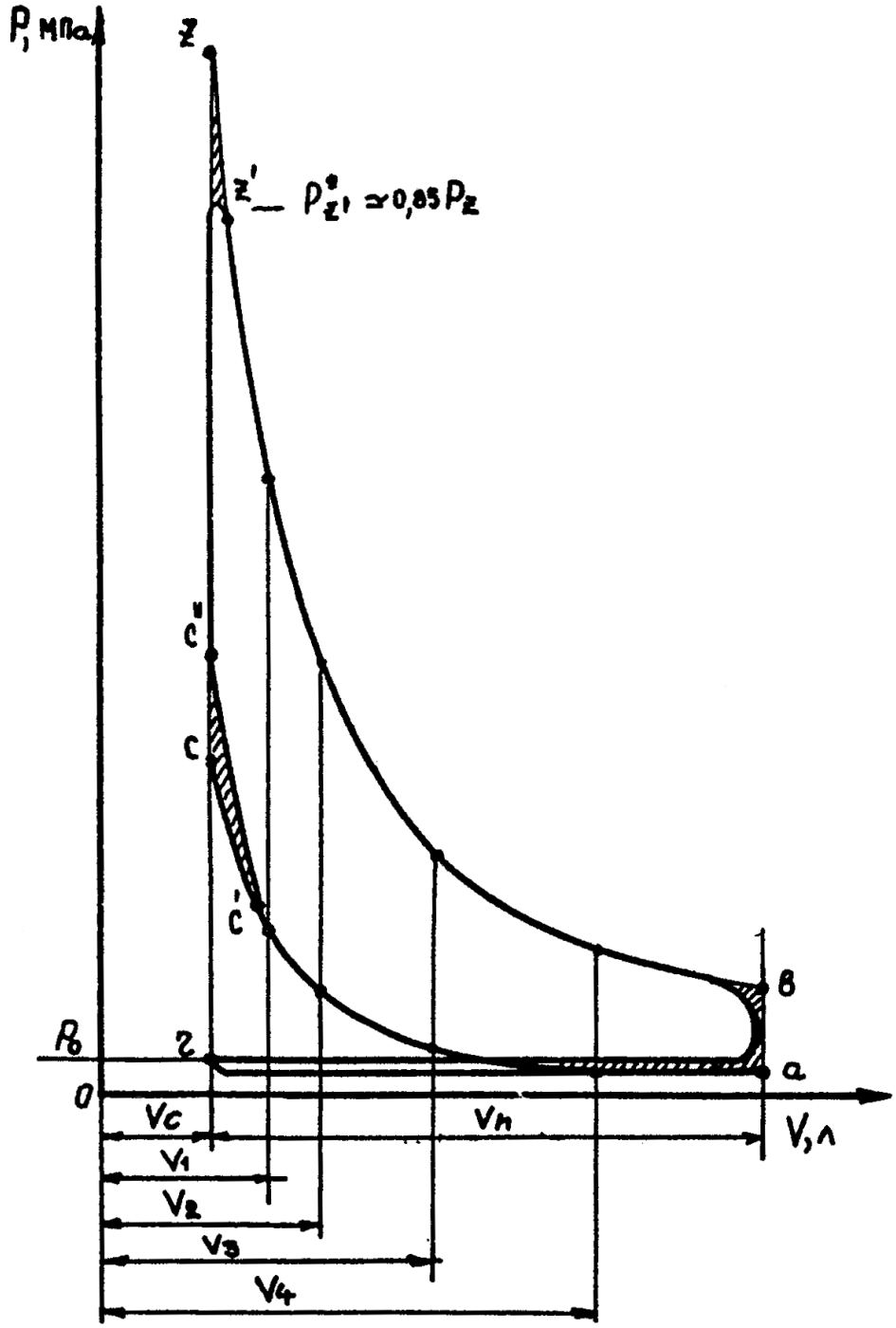

Рисунок 1 - Индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя

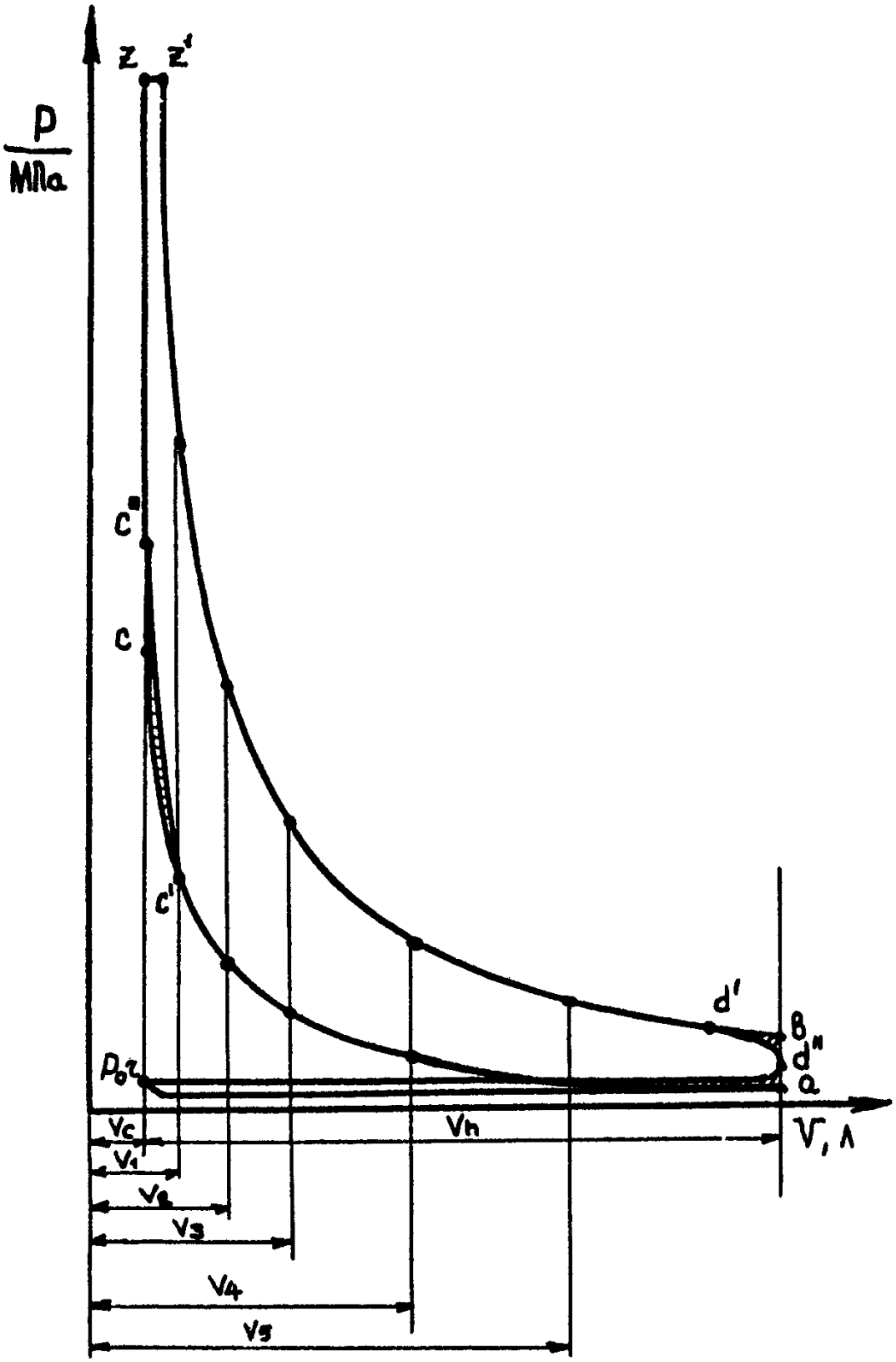

Рисунок 2 - Индикаторная диаграмма дизеля

Положение точки *C`* зависит от угла опережения зажигания или начала подачи топлива, а положение точки *C``* ориентировочно определяется по выражению

$$P_{c``} = (1{,}15 \div 1{,}25) \cdot P_c.$$

Положение точки *Z`* зависит от степени предварительного расширения. Положение точки b` определяет угол предварения выпуска, точку b`` обычно располагают между точками a и b.

По индикаторной диаграмме для проверки теплового расчета и построения диаграммы определяется среднее индикаторное давление, МПа,

$$P_{ig} = \frac{F \cdot a \cdot c`\cdot c``\cdot z`\cdot b`\cdot b``\cdot a}{l} \cdot m_p,$$

где F - площадь индикаторной диаграммы, мм^2;

l - расстояние между ВМТ и НМТ, мм;

m_p - масштаб давления, МПа/мм.

Расхождение между P_i, определенным аналитическим и графическим способами, не должно превышать 3 %.

Приложение I

Стандартизированные условные обозначения, применяемые в двигателестроении.

Параметры (характеристики)	Условные обозначения	Единицы измерения
Общие параметры и характеристики		
Диаметр цилиндра	α	см
Ход поршня	S	см
Эффективная мощность	Pe	кВт
Индикаторная мощность	Pi	кВт
Частота вращения двигателя	N	$с^{-1}$, $мин^{-1}$
Крутящий момент на валу отбора мощности	T_{tg}	Н·м
Рабочий объём двигателя	V_{st}	л, $дм^3$
Полный объём двигателя	V_{it}	л, $дм^3$
Номинальная степень сжатия	ε_c	-
Средняя скорость поршня	υ_{1n}	м/с
Тормозной термический КПД (эффективный КПД)	η_{et}	%
Механический КПД	ηm	%
Площадь поршня	A	$см^2$
Полное воздушно-топливное отношение	α	-
Коэффициент наполнения	ϕ_c	-
Давление		
Атмосферное давление	Pa	кПа
Давление в конце сжатия	Pc	Мпа
Максимальное давление сгорания	P_{max}	Мпа
Давление отработавших газов в выпускном патрубке	P_{g2}	кПа
Давление смазочного масла	P_0	кПа

Среднее эффективное давление	P_{ml}	кПа
Среднее индикаторное давление	P_{mi}	кПа
Давление топлива	P_f	кПа
Температура воздуха окружающей среды	T_a (t_a)	К (^{0}С)
Температура отработавших газов в выходном патрубке	T_{g2} (t_{g2})	К (^{0}с)
Температура охлаждающей жидкости	T_{cool} (t_{cool})	К (^{0}С)
Температура смазочного масла	T_0 (t_0)	К (^{0}С)
Температура топлива	T_f (t_f)	К (^{0}С)
Р а с х о д ы		
Расход топлива	B	г/с (кг/ч)
Удельный расход топлива	b	г/кВт·ч
Расход воздуха	G_{air}	кг/ч
Поток охлаждающей жидкости	G_{cool}	кг/с, кг/ч
Х а р а к т е р и с т и к и д ы м н о с т и и в ы б р о с о в с о т р а б о т а в ш и м и г а з а м и		
Натуральный показатель ослабления светового потока	K	$м^{-1}$
Коэффициент ослабления светового потока	N	%
Эффективная база дымометра	L	м
Состав газообразных выбросов	C_i	%
Выброс вредного компонента на 1 кг топлива	$E`_i$	г/кг топлива
Х а р а к т е р и с т и к и п а р а м е т р о в с и с т е м р е г у л и р о в а н и я		
Верхний диапазон настройки скорости	Δn_{max}	%
Нижний диапазон настройки скорости	Δn_{min}	%
Погрешность установки частоты вращения на режиме заданной мощности	Δ	%
Нестабильность частоты вращения	ν	%

А к у с т и к а		
Статическое давление	Ps	Па
Звуковое давление	P	Па
Опорное звуковое давление	Po	Па
Звуковая мощность	Pω	Вт
Поток звуковой мощности	Pa	Вт/м^2
Интенсивность звука	J	Вт/м^2
Спектральная плотность звуковой мощности	Ws	-
Уровень звуковой мощности	Lp	dB
Уровень звукового давления	L	dB
Х а р а к т е р и с т и к и п а р а м е т р о в н а д ё ж н о- с т и д в и г а т е л е й		
Ресурс непрерывной работы	Rн	ч
Назначенный ресурс до переборки	Rп	ч
Назначенный ресурс до капитального ремонта	Rк	ч
Назначенный ресурс до списания	Rc	ч
Назначенный срок службы До переработки До капитального ремонта	 Tn Tк	 годы годы
Средний срок службы до списания	Te	годы
Предельный износ детали	$И_{пред}$	мм
Скорость изнашивания	Ui	мм/ч
Средняя скорость изнашивания	U	мм/ч

Приложение 2

Технико – экономические параметры двигателей

Параметры	МеМЗ-968	МзМА-408	ВАЗ-2101	АЗЛК-412	ЗМЗ-24	ЗМЗ-53 ЗМЗ-66	ЗИЛ-130	ЯМЗ-236	ЯМЗ-238	КамАЗ-740
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	31,6 (43)	36,8 (50)	44,1 (60)	55,2 (75)	69,9 (95)	84,6 (115)	110,3 (150)	132,4 (180)	176,5 (240)	154,4 (210)
Частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, мин-1	4200	4750	5600	5800	4500	3200	3200	2100	2100	2600
Число и расположение цилиндров	4-У	4-Р	4-Р	4-Р	4-Р	8-У	8-У	6-У	8-У	8-У
Степень сжатия	7,2	7,0	8,8	9,0	8,0	6,7	6,5	16,5	16,5	16
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	0,868	0,987	0,868	0,854	1,0	0,868	0,950	1,077	1,077	1,0
Диаметр цилиндра, мм	76	76	76	82	92	82	100	130	130	120
Ход поршня, мм	66	75	66	70	92	80	95	140	140	120
Рабочий объём цилиндров двигателя, дм3 (л)	1,197	1,360	1,197	1,478	2,445	4,252	5,966	11,14	14,86	10,85
Скорость поршня, м/с	9,24	11,9	12,3	13,5	13,8	8,53	10,1	9,8	9,8	10,4

Максимальный крутящий момент, кгм	73,5 (7,8)	91,2 (9,3)	93,2 (9,5)	109,8 (11,2)	177,5 (18,1)	284,4 (29,0)	402,1 (41,0)	667 (68)	883 (90)	636 (65)
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, мин-1	2700	2750	3800	3800	-	2200	1700	1300 – 1500	1300 – 1500	1400 – 1650
Среднее эффективное давление при номинальной мощности, МН/м2 (кг/см2)	0,76 (7,7)	0,69 (7,0)	0,79 (8,1)	0,77 (7,8)	0,77 (7,6)	0,76 (7,6)	0,74 (7,1)	0,679 (6,92)	0,679 (6,92)	0,658 (6,7)
Среднее эффективное давление при максимальном крутящем моменте, МН/м2 (кг/см2)	0,80 (8,2)	0,84 (8,6)	0,98 (10,0)	0,93 (9,5)	0,91 (9,3)	0,84 (8,6)	0,80 (8,2)	0,752 (7,67)	0,746 (7,61)	- -
Минимальный удельный расход топлива, г/кВт·ч, г/л.с.ч	333 (245)	306 (225)	313 (230)	306 (225)	304 (250)	313 (230)	326 (240)	238 (175)	238 (175)	224 (165)
Расположение клапанов	верхнее									
Охлаждение	воздушное	жидкостное								

Библиографический список

1. Особенности конструкции, эксплуатации, обслуживания и ремонта силовых агрегатов грузовых автомобилей: учебное пособие / А.Т. Кулаков, А.С. Денисов, А.А. Макушин. – М. : Инфра-Инженерия, 2013. – 448 с.
2. Основы моделирования энергетических объектов / Ф.Ф. Пащенко, Г.А. Пикина. – М.: Физматлит, 2011 . – 464 с.
3. Основы теории физико-химических процессов в тепловых двигателях и энергетических установках: учебное пособие для вузов / В.Е. Алемасов, А.Ф. Дрегалин, А.С. Черенков. – М.: Химия, 2000 . – 520 с.
4. Автомобили. Основные термины: толковый словарь / А.Н. Нарбут, Ю.И. Егоров. – М.: Астрель; АСТ, 2002. – 416 с.
5. Основы расчета энергетических установок: методическое пособие / Мусаелянц Г. Г., Бондаренков Д.О. – Пятигорск: Филиал СКФУ. 2014. – 73с.
6. Автомобили. Конструкция и элементы расчета [Текст] : учебник / В.К. Вахламов, – М.: Академия, 2008. – 480 с.