

ТРАНСПОРТНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
ИЗДАТЕЛЬСТВО СЗТУ
2008**

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
СЕВЕРО-ЗАПАДНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЗАОЧНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра организации перевозок

Транспортная энергетика

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС

Институт автомобильного транспорта

Специальность 190701.65 – Организация перевозок и управление на транспорте
(автомобильный транспорт)

Специализация – организация перевозок

Специальность 190702.65 – Организация и безопасность движения
(автомобильный транспорт)

Специализация – расследование и экспертиза дорожно-транспортных
происшествий

Санкт-Петербург
Издательство СЗТУ
2008

Утверждено редакционно-издательским советом университета
УДК:629.113: 621.43(07)

Транспортная энергетика: учебно-методический комплекс / сост. В.А. Алексеев, Л.Л. Зотов, Ю.И. Сенников.- СПб.: Изд-во СЗТУ, 2008. -144 с.

Учебно-методический комплекс разработан в соответствии с требованиями государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению и специальностям подготовки дипломированного специалиста: 653400 – «Организация перевозок и управление на транспорте»; специальность 190701.65 – «Организация перевозок и управление на транспорте (автомобильный транспорт)», специализация – организация перевозок и специальность 190702.65 – «Организация и безопасность движения (автомобильный транспорт)», специализация – расследование и экспертиза дорожно-транспортных происшествий, и рекомендуемой УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов программы дисциплины «Транспортная энергетика».

Дисциплина посвящена изучению современных автомобильных двигателей, особенностей их работы и методов оптимизации их показателей в эксплуатационных условиях.

Рассмотрено на заседании кафедры организации перевозок 6 мая 2008г., одобрено методической комиссией института автомобильного транспорта 27 мая 2008 г.

Рецензенты: кафедра автомобилей и автомобильного хозяйства СЗТУ (заведующий кафедрой, канд. техн. наук, проф. А.Б. Егоров);

В.С. Лукинский, д. техн. наук, проф., заведующий кафедрой логистики и организации перевозок Государственного инженерно-экономического университета.

Составители: В.А. Алексеев, канд. техн. наук, проф.,
Л.Л. Зотов, канд. техн. наук, доц.,
Ю.И. Сенников, канд. техн. наук, проф.

© Северо-Западный государственный заочный технический университет, 2008
© Алексеев, В.А., Зотов, Л.Л., Сенников, Ю.И. 2008



1. Информация о дисциплине

1.1. Предисловие

Цель изучения дисциплины - формирование у студентов знаний об особенностях функционирования современных автомобильных двигателей и методах оптимизации их показателей в эксплуатационных условиях.

Задачи изучения дисциплины заключаются в необходимости усвоения комплекса знаний, в результате овладения которыми выпускник университета должен

знать:

- сущность и назначение процессов, происходящих в цилиндре ДВС при реализации действительного цикла;
- закономерности и наиболее эффективные методы превращения химической энергии топлива в работу в ДВС;
- влияние основных конструктивных, режимно – эксплуатационных и атмосферно - климатических факторов на протекание процессов в ДВС и на формирование внешних показателей работы двигателя;
- современные методы улучшения технико-экономических и экологических показателей и характеристик двигателя, включая использование средств электроники;
- основные критерии, оценивающие те или иные аспекты работы ДВС и общепринятые характеристики примененных на автотранспорте силовых агрегатов;
- тенденции и направления развития ДВС, диктуемые современными требованиями к подвижному составу автотранспорта;

уметь:

- выбирать оптимальные методы организации работы автомобиля, исходя из специфики изменения показателей его силового агрегата;
- намечать необходимые мероприятия по техническому обслуживанию и ремонту ДВС, исходя из современных эксплуатационных, экономических и экологических требований;

понимать:

- преимущества и недостатки применяемых методов организации рабочего процесса ДВС, типов и разновидностей двигателей, используемых видов топлива, воздействие особенностей силового агрегата и условий его работы на технико-эксплуатационные показатели автомобиля;

получить навыки:

- оценочного расчета с применением ЭВМ показателей работы ДВС в специфических условиях эксплуатации или на местных видах топлива; организации и проведения испытаний ДВС, определения основных показателей работы и характеристик ДВС применительно к условиям автохозяйств и ремонтного производства;

- проведения регулировочных испытаний ДВС по топливной аппаратуре и системе зажигания в целях оптимизации показателей двигателя.

Место дисциплины в учебном процессе: освоение дисциплины базируется на знаниях, полученных студентами при изучении общих гуманитарных и социально-экономических дисциплин, общих математических и естественно-научных дисциплин. Полученные знания формируют будущего специалиста и могут быть использованы при написании выпускной работы.

Итогом изучения дисциплины является написание и защита контрольной работы (студентами очно-заочной и заочной форм обучения) и сдача экзамена по дисциплине (студентами всех форм обучения).

1.2. Содержание дисциплины и виды учебной работы

1.2.1. Содержание дисциплины по ГОС

Основные теоретические положения термодинамики и теплотехники; теоретические основы рабочих процессов транспортных силовых установок; системы работы силовых установок; системы энергоснабжения подвижного состава, транспортных систем и предприятий; показатели энергоёмкости транспортной продукции; методы снижения энергозатрат: технические, технологические, организационно-управленческие; применение энергосберегающих технологий как способ защиты окружающей среды и общества.

1.2.2. Содержание дисциплины и виды учебной работы

Объём и виды учебной работы по дисциплине для разных форм обучения в соответствии со стандартом, рабочим учебным и тематическим планами представлены в табл.1.

2. Рабочие учебные материалы

2.1. Рабочая программа (объём дисциплины 126 часов)

Введение (6 часов)
[1], с.7...8



Автомобиль как сложная техническая система. Роль и значение двигателя в этой системе. Условия работы автомобильных двигателей, нестабильность режимов, динамические воздействия, изменчивость параметров окружающей среды (давление, температура, влажность, запыленность). Влияние показателей двигателей на эксплуатационные качества автомобилей.

Таблица 1

Объем дисциплины и виды учебной работы

Вид учебной работы	Всего часов		
	Форма обучения		
	Очная	Очно-заочная	Заочная
Общая трудоемкость дисциплины	126		
Работа под руководством преподавателя (включая ДОТ), в том числе аудиторные занятия:	76	76	76
лекции	32	12	4
лабораторные работы (ЛР)	20	12	8
практические занятия (ПЗ)	10	8	4
Самостоятельная работа студента (СР)	50	50	50
Промежуточный контроль, количество	6	7	7
В том числе:			
контрольная работа	0	1	1
Вид итогового контроля (зачет, экзамен)	Экзамен		

Компоновка автомобилей и ее влияние на конструктивные формы и размещение двигателя и его систем. Основные технические требования, предъявляемые к автомобильным двигателям.

Двигатель как самостоятельная сложная система. Системы, обеспечивающие функционирование двигателей. Общие положения об устройстве двигателя и принципе его работы. Классификация автомобильных двигателей.

Роль отечественной науки в истории развития двигателестроения.

Направления развития автомобильных двигателей: повышение агрегатных мощностей и снижение массогабаритных характеристик, повышение экономичности и надежности, улучшение экологических характеристик. Газотурбинный наддув как средство повышения мощности и экономичности при возможном снижении частоты вращения коленчатого вала. Дизелизация автомобильного транспорта. Перспективы перевода карбюраторных и дизельных двигателей на газообразное топливо.

Предмет, задачи и структура дисциплины. Значение дисциплины в подготовке к практической деятельности инженера автомобильного транспорта.

Связь дисциплины с другими дисциплинами специальности. Методика изучения дисциплины, овладение практическими навыками и использование полученных знаний в практической деятельности на предприятиях.

2.1.1. Основы теории, показатели и характеристики автомобильных двигателей

2.1.1.1. Действительные и теоретические циклы автомобильных двигателей (24 часа)

[1], с.95...108

Термодинамические циклы с подводом теплоты при постоянном объеме, постоянном давлении и смешанный цикл. Сравнение показателей циклов при различных способах подвода теплоты и различных ограничивающих условиях.

Действительные циклы 4- тактных ДВС: цикл двигателей с зажиганием от искры, цикл дизеля, понятие о цикле газодизеля.

Действительные циклы 2- тактных ДВС. Теоретические циклы.

Рабочие тела и их свойства

Понятие о рабочих телах, применяемых в ДВС. Состав и основные свойства жидких и газообразных топлив, используемых в ДВС. Химические реакции окисления компонентов топлива. Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания топлива. Коэффициент избытка воздуха. Количество и состав горючей смеси. Теоретический состав и количество продуктов сгорания топлива при избытке и недостатке воздуха. Изменение числа молей при сгорании жидких и газообразных топлив. Теплота сгорания топлива и горючей смеси. Термодинамические свойства свежего заряда и продуктов сгорания, их зависимость от состава смеси и от температуры. Основные сведения об альтернативных топливах для автомобильных ДВС (газоконденсаты, спирты, эфиры, водород и т.д.).

Процессы газообмена

Назначение процессов газообмена. Периоды и условия протекания процессов газообмена в 4- тактных двигателях. Влияние гидравлических сопротивлений и колебательных процессов в системах впуска и выпуска на эффективность очистки и наполнения цилиндров. Подогрев заряда. Фазы газораспределения. Образование направленного вихревого движения заряда в цилиндре в процессе впуска. Особенности процессов газообмена при наддуве. Параметры рабочего тела в системе впуска и на входе в систему выпуска. Определение давления в цилиндре в конце впуска. Коэффициент остаточных газов. Температура в конце процесса впуска. Коэффициент наполнения.

Конструктивные факторы, влияющие на коэффициент наполнения. Влияние скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя на коэффициент наполнения.

Практические значения параметров процесса газообмена. Влияние технического состояния систем и механизмов двигателя, а также их эксплуатационных регулировок на процессы газообмена.

Процесс сжатия

Цели осуществления процесса сжатия. Теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра в процессе сжатия. Показатель политропы сжатия; его изменение в процессе сжатия и среднее значение; влияние основных конструктивных и режимных факторов, а также технического состояния двигателя.

Образование и трансформация направленного движения заряда в процессе сжатия. Особенности процесса сжатия в дизелях с разделенными камерами сгорания. Факторы, обуславливающие величину степени сжатия; ее связь с качеством топлива. Влияние степени сжатия на пусковые свойства двигателя. Влияние технического состояния двигателя на процесс сжатия.

Термодинамический расчет параметров рабочего тела в конце сжатия и их значение для различных типов двигателей.

Процесс расширения

Особенности процесса расширения в действительном цикле. Теплоотдача в стенки и догорание топлива. Показатель политропы расширения и влияние на его величину основных конструктивных, эксплуатационных и режимных факторов.

Термодинамический расчет давления и температуры рабочего тела в конце расширения; их практические значения.

2.1.1.2.Топливоподача и смесеобразование в поршневых двигателях. Основные понятия теории воспламенения и сгорания (24 часа)

[1], с.118...128

Смесеобразование в двигателях с воспламенением от искры.

Основные требования к процессам смесеобразования с воспламенением от искры (дозирование топлива, гомогенизация смеси). Распыливание топлива при карбюрации и при впрыскивании бензина. Образование топливной пленки. Сложный характер движения смеси по впускному тракту. Количественная и качественная неравномерность распределения смеси по цилиндрам.

Особенности гомогенизации смеси при работе на газообразных топливах.

Влияние режима работы двигателя и его технического состояния на гомогенизацию смеси и распределение ее по цилиндрам. Смесеобразование в процессе запуска и прогрева.

Непосредственный впрыск бензина и форкамерно-факельное зажигание; их достоинства и недостатки.

Процессы смесеобразования в дизелях и газодизелях.

Требования к смесеобразованию в дизелях. Распад струи топлива и образование мелких капель. Средние диаметры капель и кривые распыливания.

Геометрические параметры струи распыленного топлива. Основные факторы, влияющие на мелкость распыливания и развитие топливных струй.

Влияние движения воздушного заряда на распределение топлива в камере сгорания. Испарение топлива. Смешение паров топлива с воздухом. Особенности объемного, объемно – пленочного и пленочного смесеобразования. Смесеобразование в разделенных камерах сгорания. Особенности смесеобразования при наддуве и при использовании альтернативных топлив. Смесеобразование в газодизелях.

Влияние режима работы дизеля и его технического состояния на процессы смесеобразования.

Сгорание смеси в бензиновых и газовых двигателях.

Основные требования, предъявляемые к сгоранию топлива и тепловыделению в поршневых ДВС.

Воспламенение гомогенной смеси от электрической искры. Нормальная скорость распределения пламени; факторы, на нее влияющие. Турбулентное горение. Влияние масштаба турбулентных пульсаций на скорость распространения пламени и скорость сгорания.

Фазы процесса сгорания и их анализ по развернутой индикаторной диаграмме. Влияние конструктивных, эксплуатационных и режимных факторов на процесс сгорания в бензиновых и газовых двигателях: установка угла опережения зажигания, состав смеси, тепловое состояние двигателя, нагарообразование на поверхностях камеры сгорания, снижение компрессии цилиндров, параметры окружающей среды, скоростной и нагрузочный режимы.

Детонационное сгорание. Внешние признаки детонации. Причины, вызывающие появление детонационного сгорания. Отрицательные последствия эксплуатации двигателя с детонацией и методы ее устранения в условиях эксплуатации автомобилей.

Преждевременное воспламенение и факторы, его вызывающие. Отрицательные последствия эксплуатации двигателя с преждевременным воспламенением.

Воспламенение и сгорание топлива в дизелях и газодизелях.

Объемное воспламенение. Задержка воспламенения распыленных жидких топлив. Понятие о диффузионном горении.

Фазы процесса сгорания и их анализ по развернутой индикаторной диаграмме дизеля. Период задержки воспламенения и его зависимость от сорта топлива, термодинамических параметров заряда в момент начала впрыскивания, скоростного и нагрузочного режимов и т.д.

Скорость нарастания давления в процессе сгорания; мероприятия по ее снижению.

Влияние конструктивных, эксплуатационных и режимных факторов на процесс сгорания и на эксплуатационную топливную экономичность дизеля и газодизеля.

Термодинамические соотношения в процессе сгорания.

Внутренний тепловой баланс двигателя. Уравнение сгорания и методы его решения. Коэффициент использования теплоты и теплотворная способность

рабочей смеси. Термодинамический расчет параметров состояния рабочего тела в конце сгорания. Понятие о расчете процесса сгорания с использованием ЭВМ. Значения параметров процесса сгорания.

2.1.1.3. Показатели рабочего цикла и двигателя (8 часов)

[1], с.105...108

Индикаторные показатели цикла

Аналитические выражения среднего индикаторного давления двигателей с воспламенением от искры и дизелей. Индикаторные крутящий момент, мощность, коэффициент полезного действия и удельный расход топлива; их аналитические выражения для двигателей, работающих на жидком и газообразном топливах. Связь между основными индикаторными показателями. Системный анализ влияния различных факторов на индикаторные показатели. Значения индикаторных показателей.

Механические потери двигателя

Составляющие механических потерь. Потери на трение, их распределение по основным узлам двигателя. Потери на приведение в действие вспомогательных механизмов. Потери на процессы газообмена. Среднее давление механических потерь. Механические потери в двигателях с наддувом.

Влияние некоторых режимных факторов и технического состояния двигателя на механические потери.

Эффективные и оценочные показатели двигателя

Аналитические выражения эффективного крутящего момента, мощности и среднего давления. Механический КПД, влияние его на величину режима работы, а также технического состояния двигателя. Аналитические выражения эффективного КПД и удельного расхода топлива.

Влияние на эффективные показатели двигателя его технического состояния, эксплуатационных регулировок и режимов работы. Значения эффективных показателей. Литровая и габаритная мощности двигателя. Анализ методов форсирования двигателя. Литровая и удельная масса двигателя, их зависимость от степени форсирования, типа и конструктивных особенностей двигателя. Значения оценочных показателей для современных автомобильных двигателей.

Методические основы прогнозирования индикаторной диаграммы и показателей двигателей с использованием ЭВМ. Тепловой расчет двигателя с искровым зажиганием. Тепловой расчет дизеля.

2.1.1.4. Внешний тепловой баланс и тепловая напряженность двигателя (4 часа)

[1], с.108...109

Составляющие внешнего теплового баланса. Цели и методы их аналитического и экспериментального определения. Количество и доля теплоты воспринимаемой системой охлаждения; возможность улучшения показателей двигателя за счет ее уменьшения. Теплота, уносимая отработавшими газами; возможности ее утилизации.

Краткие сведения о тепловой напряженности основных деталей двигателя.

Оценочные параметры, влияющие факторы и методы снижения тепловой напряженности. Тепловая напряженность деталей дизеля с наддувом.

2.1.1.5. Системы питания и наддува (4 часа)

[1], с.131...132, 136...138

Топливная аппаратура двигателей с воспламенением от искры и дизелей

Общая схема системы питания. Классификация систем питания двигателей с воспламенением от искры.

Дозирование топлива в карбюраторах. Регулировочные характеристики по составу смеси. Мощностная и экономическая регулировки. Скоростная и нагрузочная (дрессельная) характеристики идеального карбюратора. Рабочий процесс элементарного карбюратора. Корректирование характеристик элементарного карбюратора: система холостого хода, главная дозирующая система, экономайзер, насос – ускоритель. Дополнительные системы карбюраторов. Особенности работы многокамерных карбюраторов. Краткие сведения о карбюраторах с электронным управлением.

Применение впрыскивания бензина. Аппаратура для впрыскивания бензина с электронным управлением.

Особенности топливоподачи в двигателях с форкамерно-факельным зажиганием.

Топливоподача в газовых двигателях. Смесители и редукторы газовых двигателей. Требования к обслуживанию топливной аппаратуры двигателей с воспламенением от искры.

Классификация топливной аппаратуры дизелей, общая схема топливной системы, ее элементы и их функции. Рассмотрение процесса впрыскивания как явления гидравлического удара. Неустановившееся движение сжимаемой жидкости в процессе впрыскивания топлива. Возможность возникновения дополнительного впрыскивания топлива. Топливные насосы высокого давления. Нагнетательные клапаны. Форсунки, их разновидности и характеристики.

Методы изменения цикловой подачи и фаз впрыскивания в зависимости от нагрузки. Характеристики подачи топливной системы по частоте вращения

коленчатого вала. Методы корректирования характеристик подачи по внешней скоростной характеристике.

Общая схема топливной системы газодизеля, ее элементы и их функции. Ограничение подачи газа в форсированных дизелях. Непосредственная подача газа в цилиндры дизеля. Требования к обслуживанию топливной аппаратуры дизелей.

Улучшение основных эксплуатационных свойств двигателей путем наддува

Методы повышения мощности ДВС. Наддув как наиболее перспективный метод повышения мощности. Особенности рабочих процессов дизелей с наддувом. Системы наддува дизелей. Характеристики агрегатов наддува. Промежуточное охлаждение воздуха и его значение. Совместная работа дизеля с компрессором и турбокомпрессором. Корректирование внешней скоростной характеристики двигателя путем настройки турбокомпрессора на режим максимального крутящего момента.

Краткие сведения о наддуве бензиновых двигателей.

2.1.1.6. Режимы работы и характеристики автомобильных двигателей (8 часов)

[1], с.164...171, 174...182

Особенности рабочих процессов автомобильных двигателей на неустановившихся режимах

Понятие об установившихся и неустановившихся режимах.

Характеристики отдельных видов неустановившихся режимов и их классификация. Факторы, определяющие неустановившиеся режимы. Критерии оценки режимов. Особенности работы двигателей с наддувом на неустановившихся режимах.

Сравнительная оценка параметров рабочих процессов на установившихся и неустановившихся режимах.

Характеристики автомобильных двигателей

Баланс мощности, развиваемой двигателем и воспринимаемой нагрузкой. Преимущественные эксплуатационные режимы. Понятие о ездовом цикле. ГОСТы на методы стендовых испытаний автомобильных двигателей.

Внешняя и частичная скоростные характеристики двигателей с воспламенением от искры.

Скоростные и регуляторные характеристики дизеля. Понятие о коэффициенте приспособляемости и запасе крутящего момента. Влияние регулировок и технического состояния двигателя на его скоростную характеристику.

Нагрузочные характеристики карбюраторного двигателя и дизеля.

Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания по составу смеси. Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения впрыскивания.

Характеристики холостого хода. Краткие сведения о многопараметровых характеристиках.

2.1.1.7. Улучшение экологических показателей (8 часов)

[1], с.249...264

Токсичность автомобильных двигателей

Образование токсичных веществ в двигателях и их разновидности. Нормирование токсичности отработавших газов бензиновых и газовых двигателей. Влияние эксплуатационных факторов на характеристики токсичности отработавших газов бензиновых и газовых двигателей (нейтрализаторы, рециркуляция и т.д.).

Нормирование токсичности и дымности отработавших газов дизелей. Влияние эксплуатационных факторов на характеристики токсичности и дымности дизелей и газодизелей. Системы снижения токсичности и дымности отработавших газов дизелей и газодизелей (нейтрализаторы, рециркуляция, улавливание твердых частиц и т.д.).

Параметры шума и вибрации

Акустические характеристики ДВС. Нормирование шума автомобильных двигателей. Уравнение акустического баланса. Шумоизлучение, связанное с осуществлением рабочего цикла. Методы снижения шумоизлучения при реализации рабочего цикла. Снижение шума ДВС. Осуществление вибро - шумоизоляции, вибро – шумопоглощения.

2.1.1.8. Перспективы развития автомобильных двигателей (16 часов)

[1], с.109...117

Тенденции дальнейшего развития автомобильных двигателей и их отдельных агрегатов. Эксплуатационные характеристики ДВС при использовании альтернативных топлив. Создание двигателей с улучшенной внешней характеристикой на базе дизеля с турбонаддувом.

Двигатели со сниженной теплоотдачей (адиабатические).

Газотурбинные двигатели. Протекание действительного цикла. Основные схемы. Камеры сгорания, лопатки рабочих колес, теплообменники. Основные преимущества и недостатки.

Двигатели с внешним подводом теплоты (ДВПТ). Особенности термодинамического цикла ДВПТ. Внешний и внутренний нагревательные контуры. Камеры сгорания, основные схемы. Показатели ДВПТ, их преимущества и недостатки.

Перспективы развития электрических и маховичных двигателей. Их работа в едином агрегате с поршневыми двигателями.

2.1.2. Динамический расчет автомобильных двигателей

2.1.2.1. Кинематика КШМ. Определение сил и моментов, действующих в двигателе (12 часов)

[2], с.5...30

Типы кривошипно-шатунных механизмов (КШМ), используемых в автомобильных двигателях. Рациональные области их применения. Конструктивные соотношения, определяющие кинематику и динамику КШМ, их влияние на технико-экономические и эксплуатационные характеристики ДВС. Путь, скорость и ускорение поршня.

Классификация сил, действующих в системе КШМ одноцилиндрового двигателя. Газовые силы; развертка индикаторной диаграммы. Силы инерции. Эквивалентная схема КШМ. Определение параметров эквивалентной модели. Силы инерции масс, совершающих возвратно – поступательное и вращательное движение. Суммарные силы и моменты; их зависимость от угла поворота кривошипа.

Определение нагрузок на шатунные и коренные шейки коленчатого вала многоцилиндрового двигателя. Суммарный крутящий момент многоцилиндрового двигателя. Анализ динамики на ЭВМ.

2.1.2.2. Уравновешивание и равномерность хода двигателя (11 часов)

[2], с.31...49

Понятие уравновешенности двигателя. Факторы, вызывающие неуравновешенность одноцилиндрового и многоцилиндрового ДВС. Общие условия уравновешенности и задачи уравновешивания.

Принцип уравновешивания сил инерции масс, совершающих возвратно – поступательное и вращательное движения.

Уравновешивание валов многоцилиндровых двигателей. Назначение и принципы размещения противовесов. Расположение кривошипов, обеспечивающее наилучшую уравновешенность многоцилиндрового двигателя.

Принцип и анализ уравновешенности рядных и V – образных двигателей (на примере четырехцилиндрового рядного двигателя и восьмицилиндрового V – образного двигателя с углом развала 90°). Сведения об уравновешенности других двигателей.

Технологическая неуравновешенность двигателей и методы ее контроля. Алгоритм анализа уравновешенности на ЭВМ.

Коэффициент неравномерности крутящего момента; его зависимость от числа и расположения цилиндров двигателя, режима его работы и нарушения условий эксплуатации. Неравномерность хода двигателя; ее оценка. Меры, обеспечивающие получение требуемой степени равномерности хода. Подбор маховика автомобильного двигателя.

Заключение (1 час)

Использование знаний, умений и навыков, полученных при изучении дисциплины при дальнейшем обучении и на практике.

2.2. Тематический план дисциплины

Тематические планы дисциплины для студентов очной, очно-заочной и заочной форм обучения представлены в табл. 2 - 4

Таблица 2

Тематический план дисциплины для студентов очной формы обучения

№ п/ п	Наименование раздела, (отдельной темы)	Виды занятий и контроля												
		Кол-во часов по дневной форме обучения	Лекции		ПЗ (С)		ЛР		Самостоятельная работа	Тесты	Контрольные работы	ПЗ (С)	ЛР	Курсовые работы (проекты)
			аудит.	ДОТ	аудит.	ДОТ	аудит.	ДОТ						
	ВСЕГО	126	32	14	10		20		50					
	Введение	6	2	2					2					
1	Действительные и теоретические циклы. Процессы их составляющие.	24	6	2	6		4		6				№1	
2	Топливоподача и смесеобразование в двигателях. Теория воспламенения и сгорания.	24	6	2					16					
3	Показатели рабочего цикла и двигателя. Системы питания и наддува.	16	4	2	4		6						№2	
4	Режимы работы и характеристики автомобильных двигателей. Улучшение экологических показателей.	16	4	2			10						№3, 4	
5	Перспективы развития автомобильных двигателей.	16	4	2					10					
6	Кинематика и динамика автомобильных двигателей. Заключение.	24	6	2					16					

Тематический план дисциплины для студентов очно-заочной формы обучения

№ п/ п	Наименование раздела, (отдельной темы)	Виды занятий и контроля												
		Кол-во часов по дневной форме обучения	Лекции		ПЗ (С)		ЛР		Самостоятельная работа	Тесты	Контрольные работы	ПЗ (С)	ЛР	Курсовые работы (проекты)
			аудит.	ДОТ	аудит.	ДОТ	аудит.	ДОТ						
	ВСЕГО	126	12	44	8		12		50					
	Введение	6	1	2					3					
1	Действительные и теоретические циклы. Процессы их составляющие.	24	2	8	4				10		+			
2	Топливоподача и смесеобразование в двигателях. Теория воспламенения и сгорания.	24	2	8					14					
3	Показатели рабочего цикла и двигателя. Системы питания и наддува.	16	2	6	4		4				+		№1, 2	
4	Режимы работы и характеристики автомобильных двигателей. Улучшение экологических показателей.	16	2	6			8						№3, 4	
5	Перспективы развития автомобильных двигателей.	16	1	6					9					
6	Кинематика и динамика автомобильных двигателей. Заключение.	24	2	8					14					

Таблица 4

Тематический план дисциплины для студентов заочной формы обучения

№ п/ п	Наименование раздела, (отдельной темы)	Виды занятий и контроля												
		Кол-во часов по дневной форме обучения	Лекции		ПЗ (С)		ЛР		Самостоятельная работа	Тесты	Контрольные работы	ПЗ (С)	ЛР	Курсовые работы (проекты)
			аудит.	ДОТ	аудит.	ДОТ	аудит.	ДОТ						
	ВСЕГО	126	4	60	4		8		50					
	Введение	6	0,5	3					2,5					
1	Действительные и теоретические циклы. Процессы их составляющие.	24	1	11	2				10		+			
2	Топливоподача и смесеобразование в двигателях. Теория воспламенения и сгорания.	24	1	11					12					
3	Показатели рабочего цикла и двигателя. Системы питания и наддува.	16	0,5	8	2		4		1,5		+		№2	
4	Режимы работы и характеристики автомобильных двигателей. Улучшение экологических показателей.	16		8			4		4				№3	
5	Перспективы развития автомобильных двигателей.	16		8					8					
6	Кинематика и динамика автомобильных двигателей. Заключение.	24	1	11					12					

2.3. Структурно-логическая схема дисциплины

Структурно-логическая схема дисциплины «Транспортная энергетика» представлена на рис. 1.

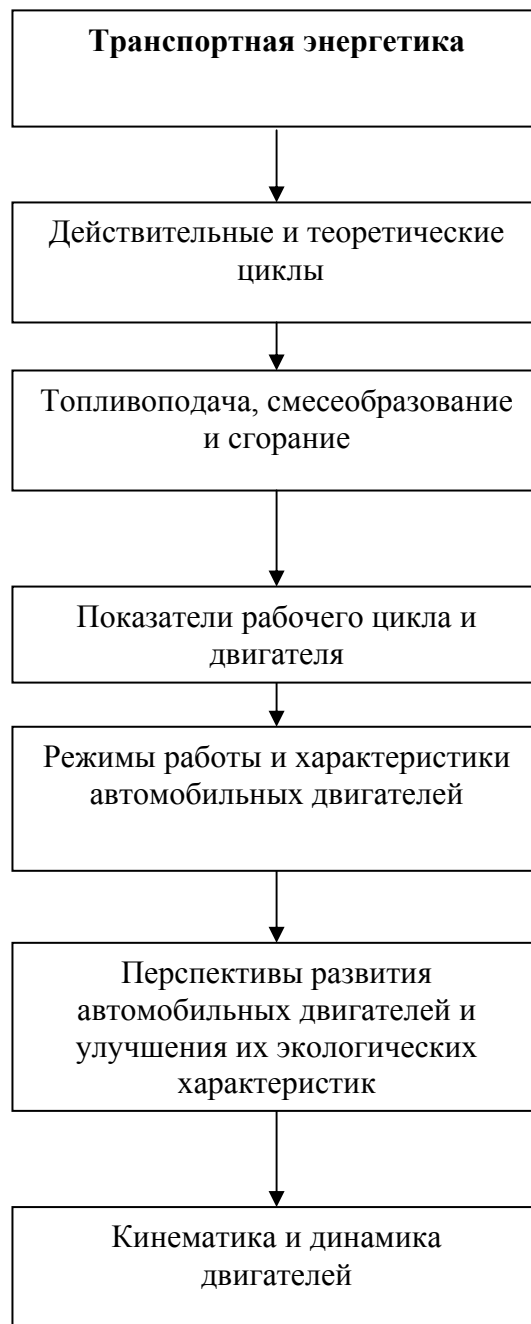


Рис.1. Структурно-логическая схема дисциплины «Транспортная энергетика»

2.4. Временной график изучения дисциплины при использовании ДОТ

Временной график изучения дисциплины при использовании ДОТ представлен в табл.5.

Таблица 5

Временной график изучения дисциплины

№	Название темы	Продолжительность изучения темы в днях (из расчета – 4 часа в день)
1	Введение	1,5 дня
2	Действительные и теоретические циклы. Процессы их составляющие	6 дней
3	Топливоподача и смесеобразование в двигателях. Теория воспламенения и сгорания	6 дней
4	Показатели рабочего цикла и двигателя. Системы питания и наддува	4 дня
5	Режимы работы и характеристики автомобильных двигателей. Улучшение экологических показателей	4 дня
6	Перспективы развития автомобильных двигателей	4 дня
7	Кинематика и динамика автомобильных двигателей. Заключение	6 дней
8	Контрольная работа	3 дня
	ИТОГО	34,5 дня

2.5. Практический блок**2.5.1. Практические занятия**

Практические занятия посвящаются отработке методики теплового расчета двигателя и определения его основных показателей. Они составляют:

- для очной формы обучения – 10 часов;
- для очно-заочной формы обучения – 8 часов;
- для заочной формы - 4 часа.

2.5.2. Лабораторный практикум

Перечень и виды лабораторных работ представлены в табл.6 – 8.

Таблица 6

Лабораторные работы (очная форма обучения)

Номер и название темы	Наименование лабораторной работы	Кол-во часов
1. Действительные и теоретические циклы. Процессы их составляющие	1.Виды испытаний автомобильных двигателей. Определение основных показателей при испытании двигателей	4
3. Показатели рабочего цикла и двигателя. Системы питания и наддува	2. Определение основных показателей работы двигателей внутреннего сгорания	6
4. Режимы работы и характеристики автомобильных двигателей. Улучшение экологических показателей	3. Снятие внешней скоростной характеристики карбюраторного двигателя 4. Снятие внешней скоростной характеристики дизельного двигателя	10

Таблица 7

Лабораторные работы (очно-заочная форма обучения)

Номер и название темы	Наименование лабораторной работы	Кол-во часов
3. Показатели рабочего цикла и двигателя. Системы питания и наддува	1.Виды испытаний автомобильных двигателей. Определение основных показателей при испытании двигателей 2. Определение основных показателей работы двигателей внутреннего сгорания	4
4. Режимы работы и характеристики автомобильных двигателей. Улучшение экологических показателей	3. Снятие внешней скоростной характеристики карбюраторного двигателя 4. Снятие внешней скоростной характеристики дизельного двигателя	8

Таблица 8

Лабораторные работы (заочная форма обучения)

Номер и название темы	Наименование лабораторной работы	Кол-во часов
3. Показатели рабочего цикла и двигателя. Системы питания и наддува	2. Определение основных показателей работы двигателей внутреннего сгорания	4
4. Режимы работы и характеристики автомобильных двигателей. Улучшение экологических показателей	3. Снятие внешней скоростной характеристики карбюраторного двигателя	4

**2.6. Рейтинговая система**

Дисциплина содержит семь разделов, при изучении которых следует выполнить четыре лабораторные работы и одну контрольную работу. После изучения каждого раздела нужно ответить на вопросы теста текущего контроля. Для подготовки к контрольному тесту Вам предлагается пройти тренировочный тест. Номера соответствующих тренировочных и контрольных тестов текущего контроля указаны в тематических планах, а также в начале каждого раздела.

За каждый вид самостоятельных работ начисляется определенное число баллов:

- за правильный ответ на вопрос контрольного теста – 2 балла;
- за правильно выполненную лабораторную работу – 10 баллов;
- за правильно выполненную контрольную работу – 10 баллов.

Ответы на вопросы тренировочных тестов по разделам не оцениваются. Однако отвечать на них следует, так как эти тесты – репетиция сдачи контрольных тестов (при этом время ответа на тренировочный тест и число попыток ответа не ограничиваются).

При успешной работе с материалами дисциплины студент заочной формы обучения может получить максимум 162 балла. Если студент наберет более 105 баллов, допуск к экзамену обеспечен.

3. Информационные ресурсы дисциплины

3.1. Библиографический список

Основной:

1. Котиков, Ю.Г. Транспортная энергетика: учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений/ Ю.Г.Котиков, В.Н.Ложкин.– М.: Академия, 2006.
2. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений/А.И.Колчин, В.П.Демидов.– М.: Высш. школа, 2007.
3. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн.: учебник для вузов/В.Н.Луканин [и др.]; под ред. В.Н. Луканина.- М.: Высш. школа, 2007.

Дополнительный:

4. Зотов, Л.Л. Автомобильные двигатели: рабочие процессы: учеб. пособие/Л.Л.Зотов.- СПб.: Изд-во СЗТУ, 2006.
5. Алексеев, В.А. Расчет автомобильных двигателей: учеб. пособие/В.А.Алексеев.-СПб.: Изд-во СЗТУ, 2006.
6. Автомобильные двигатели: учебник для вузов/ В.М.Архангельский [и др.].- М.: Машиностроение, 1977.

3.2. Опорный конспект по дисциплине

ВВЕДЕНИЕ



Двигателем является машина, в которой тот или иной вид энергии преобразуется в механическую работу. Двигатели, в которых тепловая энергия преобразуется в механическую работу, являются тепловыми.

На отечественных автомобилях устанавливаются поршневые двигатели внутреннего сгорания, у которых сгорание топлива и превращение полученного при этом тепла в механическую работу совершается внутри цилиндра.

Изложение теории процессов, протекающих в цилиндрах дизелей и двигателей легкого топлива, проводится параллельно. И с принципиальной, и с методологической точек зрения такое построение курса является наиболее

целесообразным: процессы в обоих типах двигателей базируются на тех же термодинамических, газодинамических и физико-химических основах (если не считать некоторое различие в протекании процессов смесеобразования и сгорания), к тому же является целесообразным то, чтобы студенты с начала изучения курса усваивали общность рассматриваемых вопросов.

Двигатели можно подразделять по следующим основным характерным признакам.

По способу осуществления рабочего цикла:

четырёхтактные (Ч), у которых рабочий цикл осуществляется за четыре хода поршня (два оборота коленчатого вала);

двухтактные (Д), у которых рабочий цикл совершается за два хода поршня (один оборот коленчатого вала);

По способу действия:

простого действия (Ч и Д), у которых рабочий цикл осуществляется только в верхней полости цилиндра;

двойного действия (ДД), у которых рабочий цикл совершается в двух полостях (над поршнем и под поршнем);

с противоположно движущимися поршнями (ПДП) (в настоящее время ДД и ПДП в автомобилестроении не применяют, но могут быть отдельные разработки в дальнейшем, особенно для большегрузных самосвалов).

По роду рабочего цикла:

с подводом теплоты при почти постоянном объеме (**$V=\text{const}$**) – двигатели с принудительным зажиганием топлива и низкой степенью сжатия (карбюраторные и газовые);

с подводом теплоты при почти постоянном давлении (**$P=\text{const}$**) – двигатели с воздушным распыливанием топлива, самовоспламенением и высокой степенью сжатия;

со смешанным подводом теплоты частично по изохоре (**$V=\text{const}$**) и частично по изобаре (**$P=\text{const}$**) – все современные дизели с высокой степенью сжатия, механическим впрыском топлива и самовоспламенением.

По роду применяемого топлива:

легкое жидкое топливо (бензин, лигроин, керосин и др.), которое вводится в цилиндр в парообразном состоянии в смеси с воздухом;

тяжелое жидкое топливо (дизельное, моторное, мазут, газойль, водо-топливные эмульсии, водо-угольные суспензии и др.), впрыскиваемое в цилиндр под давлением;

газожидкостное: основное топливо – газ, запальное топливо (около 10...15%) – жидкое;

многотопливные – приспособленные для работы в широком ассортименте жидких топлив – от легких до тяжелых.

По способу наполнения рабочего цилиндра:

без наддува – у которых наполнение воздухом или рабочей смесью обеспечивается перемещением поршня (из ВМТ до НМТ) или за счет продувочного воздуха;

с наддувом – у которых воздух или рабочая смесь подается в цилиндр под повышенным давлением наддува P_k .

По способу смесеобразования:

с внутренним смесеобразованием – у которых рабочая смесь образуется внутри цилиндра в результате распыливания топлива (все дизели и двигатели легкого топлива с непосредственным впрыском);

с внешним смесеобразованием – у которых рабочая смесь образуется вне рабочего цилиндра (карбюраторные и газовые с искровым зажиганием).

По форме камер сгорания (КС):

с неразделенными однополостными КС;

с полуразделенными КС (дизели и КС в поршне);

с разделенными двумя и более полостями (предкамерные, вихрекамерные, воздушно-камерные).

По способу воспламенения топлива:

с самовоспламенением;

с принудительным зажиганием;

с комбинированным воспламенением (газодизель).

По конструктивному исполнению:

тронковые;

крейцкопфные.

По расположению рабочих цилиндров:

вертикальные, горизонтальные, однорядные, V-, W-образные, многорядные, звездообразные и т.д.

К числу достоинств дизелей относятся следующие: высокая топливная экономичность, быстрый пуск и готовность к немедленному приему нагрузки, высокая степень форсирования рабочего процесса, многотопливность, высокий ресурс.

Основными негативными свойствами поршневых ДВС являются: наличие возвратно-поступательного движения масс, а также неравномерность крутящего момента, сложность конструкции и повышенный расход смазочного масла.

Главное достоинство карбюраторных двигателей – малый удельный вес (≈ 3 кг/л.с.), небольшие габариты, быстрота пуска, легкость ухода и обслуживания.

Недостатки: малый срок службы, большая стоимость топлива, его пожароопасность, кроме токсичности составляющих остаточных газов наблюдается выброс картерных газов, а также паров бензина.

При работе с каждым разделом дисциплины соблюдается следующая последовательность действий:

1. Изучение кратко изложенного теоретического материала по *опорному конспекту* (при необходимости получения более подробных разъяснений - обращение к *учебному пособию* и *гlossарию* – перечню используемых терминов). После каждого раздела следует ответить на вопросы для самопроверки.
2. Выполнение *лабораторных работ* в соответствии с указаниями, приведенными в «Лабораторном практикуме», п. 3.4.
3. Ответы на вопросы тренировочного теста (тесты помещены в опорном конспекте в «Блоке контроля освоения дисциплины», п. 4. 2.
4. Ответы на вопросы контрольного теста, полученного от тьютора или преподавателя.

Знания, полученные Вами при изучении курса «Транспортная энергетика», пригодятся не только для получения оценки по этой дисциплине, но также при изучении курса «Техника транспорта. Обслуживание и ремонт» и других специальных дисциплин, в которых рассматриваются вопросы использования автомобилей. Успехов!

3.2.1. Действительные и теоретические циклы автомобильных двигателей. Процессы их составляющие

При работе с данным разделом Вам предстоит:

- 1) Изучить теоретический материал пяти тем:
 - а. Действительные и теоретические циклы;
 - б. Рабочие тела и их свойства;
 - в. Процессы газообмена;
 - г. Процесс сжатия;
 - д. Процесс расширения.
- 2) Ответить на вопросы для самопроверки.
- 3) Ответить на вопросы тренировочного теста № 1.
- 4) Ответить на вопросы контрольного теста № 1.

3.2.1.1. Действительные и теоретические циклы

Изучаемые вопросы:

Особенности термодинамических циклов автомобильных двигателей.

Идеальные, теоретические и действительные циклы

Преобразование теплоты в механическую работу в двигателе внутреннего сгорания осуществляется с помощью газа – носителя энергии (теплоты), который называется рабочим телом. Состояние рабочего тела характеризуется определенными параметрами: удельным объемом, давлением и температурой. Эти основные параметры рабочего тела и его состояние в результате преобразования энергии изменяются. Переход газа из одного состояния в другое с изменением его параметров называется термодинамическим процессом.

Общий принцип всех тепловых двигателей заключается в том, что при расширении рабочего тела теплота, приобретенная им от какого-либо источника, преобразуется в механическую энергию. Температура является показателем теплового состояния тела и характеризует среднюю кинетическую энергию беспорядочного движения его молекул. По Международной системе единиц температура измеряется в градусах Кельвина.

В шкале Кельвина за начало отсчета принимают абсолютный нуль, находящийся на 273°C ниже температуры таяния льда (0°C). Температура, измеряемая по абсолютной шкале, обозначается K

$$K = 273 + t^{\circ}\text{C}.$$

Между объемом газа (V), его давлением (P) и температурой (T) имеется вполне определенная зависимость, называемая характеристическим уравнением состояния. Эта зависимость устанавливается выражением

$$\frac{PV}{T} = \text{const}, \quad PV = RT \text{ для } 1 \text{ кг газа},$$

$$PV = GRT \text{ для } 1 \text{ кг газа}.$$

Газовая постоянная R может быть определена для каждого газа по известным параметрам, например для воздуха

$$R = \frac{PV}{T} = 29,27 \text{ кгм/кг} \cdot \text{K}.$$

Изменение состояния рабочего тела (газа) называется термодинамическим процессом. Одинаковые, повторяющиеся процессы превращения тепловой энергии в механическую энергию называются циклами.

За основу расчета рабочих циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания принимаются термодинамические циклы преобразования теплоты в механическую работу, называемые идеальными или теоретическими циклами. Предполагается, что идеальные циклы совершаются со следующими допущениями:

- процессы совершаются идеальными газами, количество которых предполагается неизменным;
- теплоемкость газов не зависит от температуры;
- процессы сжатия и расширения совершаются без теплообмена, т.е. адиабатно;
- цикл является замкнутым с мгновенным подводом и отводом тепла;
- цикл совершается без потерь тепла и без потерь на впуске и выпуске.

В идеальных циклах двигателей внутреннего сгорания отдача тепла холодному источнику протекает всегда при постоянном объеме (изохорно), а тепло рабочее тело может получить при постоянном объеме (изохорно, $V=\text{const}$), постоянном давлении (изобарно, $P=\text{const}$) или смешанно.

На рис. 2 представлены циклы: со смешанным подводом теплоты (асузб-цикл Тринклера - Сабатэ), изохорным подводом теплоты (асz¹b¹a-цикл Бо-де-Роше – Отто) и изобарным подводом теплоты (асz¹¹b¹¹а, $\lambda=1$, $P_c=P_z$ – цикл Дизеля) и их сопоставление при $\varepsilon=\text{const}$ и $Q=\text{idem}$.

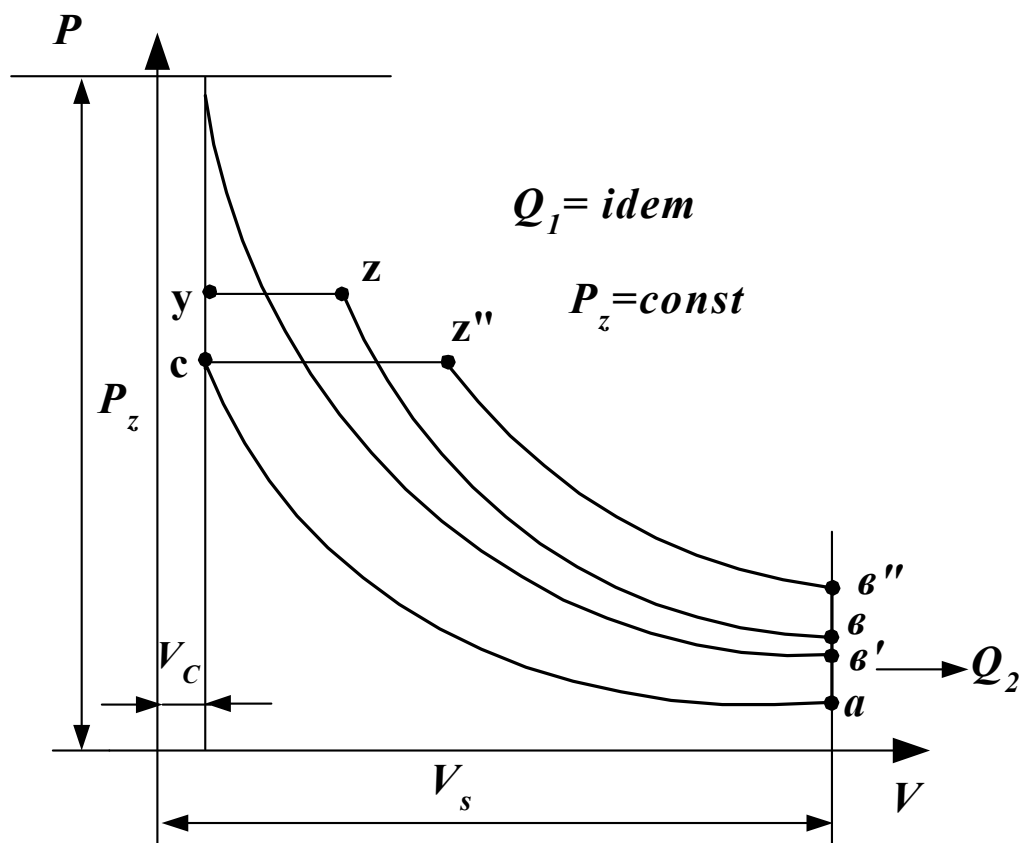


Рис. 2. Цикл со смешанным, изохорным и изобарным подводом теплоты

Цикл со смешанным подводом теплоты (рис.3) характеризуется тем, что сообщение теплоты происходит сначала при постоянном объеме – участок с – у (Q_1^1), а затем при постоянном давлении – участок у-з (Q_1^{11}), отдача тепла - на участке в – а (Q_2).

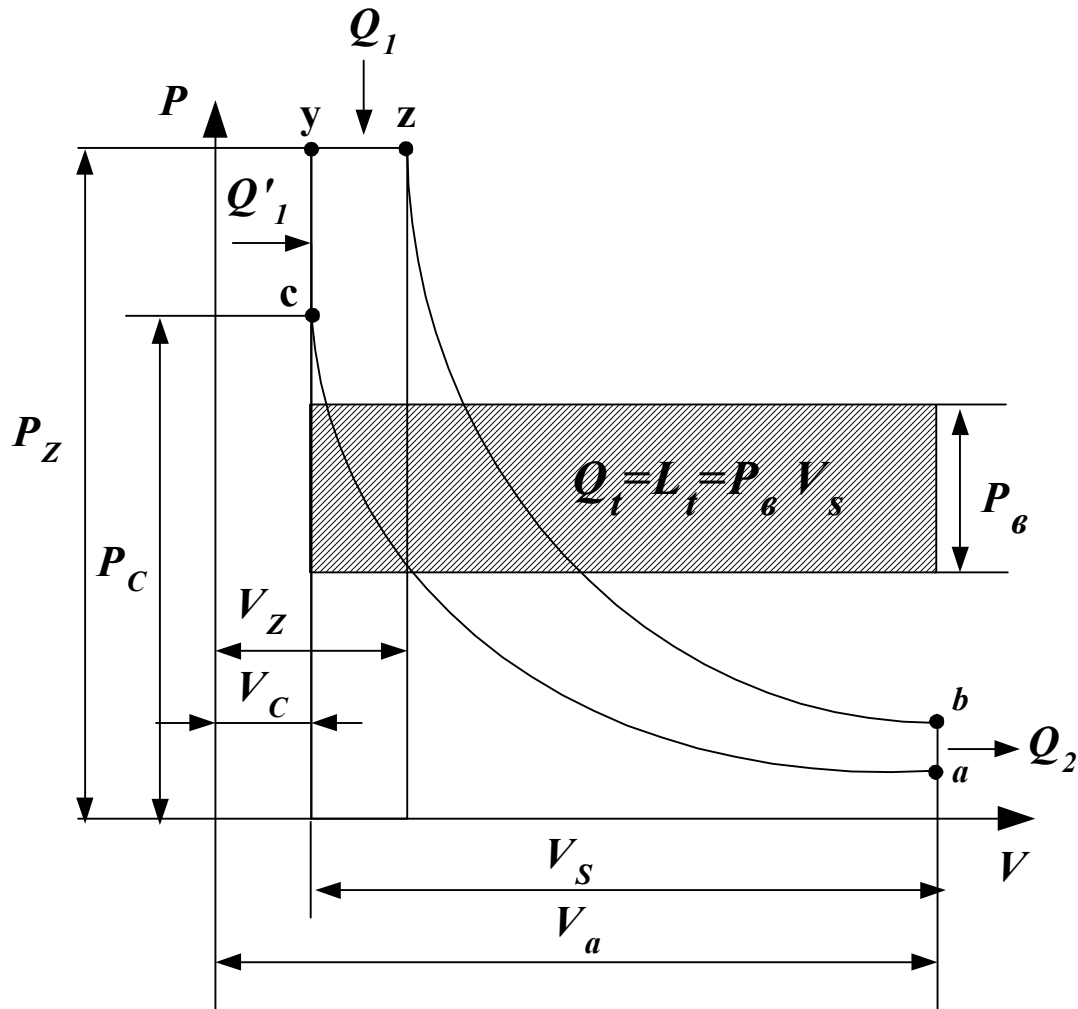


Рис.3. Цикл со смешанным подводом теплоты

Выразим количество подведенной и отведенной теплоты для 1 моля газа через теплоемкости и температуры в характерных точках цикла:

$$Q_1^I = c_v(T_y - T_c); \quad Q_1^{II} = c_p(T_z - T_y); \quad Q_2 = c_v(T_b - T_a).$$

Тогда термический КПД смешанного цикла будет:

$$\eta_t = 1 - \frac{C_v(T_b - T_a)}{C_v(T_y - T_c) + C_p(T_z - T_y)}.$$

Выразив температуры T_c , T_y , T_z , T_b через T_a , после преобразований получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k \lambda \rho^k (-1)}. \quad (1)$$

где $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ — степень сжатия,

$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ – степень повышения давления,

$k = \frac{C_p}{C_v}$ – показатель адиабаты,

C_v – удельная теплоемкость при $V=\text{const}$,

C_p – удельная теплоемкость при $P=\text{const}$.

Термическим коэффициентом полезного действия называется отношение количества тепла, преобразованного в работу в цилиндре идеального двигателя, к общему количеству затраченного тепла, т.е. термический КПД показывает степень совершенства преобразования тепловой энергии в механическую работу.

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1},$$

где η_t – термический КПД, Q_1 – подведенное тепло, Q_2 – отведенное тепло.

Для смешанного цикла (рис. 3) общее количество подводимого тепла равно

$$Q_I = Q^I_I + Q^{II}_I,$$

где Q^I_I – количество тепла, подводимое при $V=\text{const}$ (на линии с-у);

Q^{II}_I – количество тепла, подводимое при $P=\text{const}$ (на линии у-з).

Следовательно,

$$\eta_t = \frac{(Q^I_I + Q^{II}_I - Q_2)}{Q^I_I + Q^{II}_I} = 1 - \frac{Q_2}{Q^I_I + Q^{II}_I}. \quad (2)$$

Выражая величины Q^I_I , Q^{II}_I , Q_2 через температуры и постоянные теплоемкости

$$Q^I_I = c_v (T_y - T_c),$$

$$Q^{II}_I = c_p (T_z - T_y),$$

$$Q_2 = c_v (T_e - T_a),$$

где T_y – температура газа в конце подвода Q^I_I ;

T_c – температура газа в конце сжатия;

T_z – температура газа в конце подвода Q^{II}_I ;

T_e – температура газа в конце расширения;

T_a – температура газа в начале сжатия.

По смешанному циклу рассчитываются двигатели с непосредственным впрыскиванием топлива.

В цикле с подводом тепла только при постоянном давлении – цикл Дизеля выражение термического КПД можно получить непосредственно из выражения термического КПД смешанного цикла, как частный случай. Это связано с тем, что цикл Дизеля отличается от смешанного цикла тем, что в нем сообщение

теплоты Q_I происходит только по закону $P=\text{const}$. При отсутствии сообщения теплоты на линии $V=\text{const}$ отсутствует и повышение давления в этот период цикла ($P_z = P_c$), так что степень повышения давления принимает частное значение $\lambda=1$. Подстановка этого значения λ в выражение (1) дает для цикла Дизеля

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} . \quad (3)$$

По этому циклу рассчитываются дизели с компрессорным распыливанием у которых процесс сгорания близок процессу при $P = \text{const}$.

В цикле с подводом тепла при постоянном объеме (цикл Отто) сообщение теплоты Q_I ограничивается участком постоянного объема. Выражение термического КПД может быть также получено из уравнения (1), ибо в этом цикле $V_z = V_c$ и степень предварительного расширения принимает частное значение $\rho = 1$.

Подставив величину $\rho = 1$ в выражение (1) смешанного цикла приводим выражение термического КПД к виду

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} .$$

По этому циклу рассчитываются все двигатели с внешним смесеобразованием.

Под рабочим циклом ДВС понимается совокупность периодически повторяющихся процессов, происходящих в двигателе в определенной последовательности и обеспечивающих непрерывность его работы.

Рассмотрим схему работы четырехтактного дизеля с наддувом (рис.4).

1-й такт – впуск. Осуществляется при движении поршня от ВМТ к НМТ при открытом впускном клапане. Для улучшения наполнения цилиндра открытие впускного клапана начинается на подходе поршня к ВМТ (точка 1), а закрытие – после НМТ (точка 2).

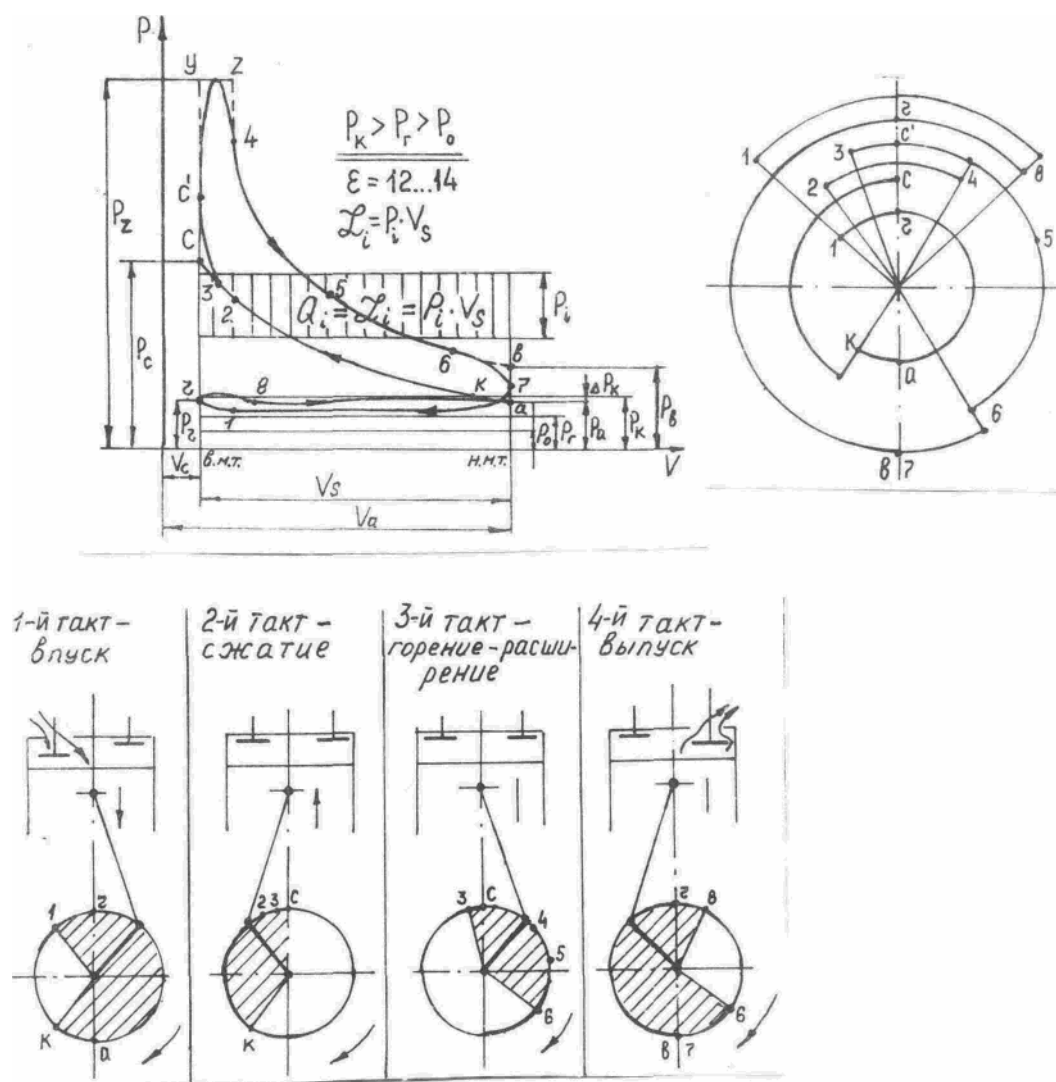


Рис. 4. Диаграммы рабочих процессов четырехтактного двигателя

Величина достигаемого давления P_a зависит от гидравлического совершенства тракта, фаз газораспределения и динамических явлений во впускной и выпускной системах.

2-й такт – сжатие. Происходит при движении поршня от НМТ (точка А) до ВМТ (точка С). Практически процесс сжатия начинается с момента закрытия впускного клапана (точка К) за $10...30^\circ$ п.к.в. до ВМТ в среду сжатого в цилиндре воздуха начинается впрыск топлива (точка 2) и спустя $5...10^\circ$ п.к.в. это топливо воспламеняется в точке 3. Фактически давление в цилиндре в ВМТ (точка С) оказывается выше расчетного давления в конце сжатия (точка С).

3-й такт – горение-расширение. Происходит при движении поршня от ВМТ (точка С) к НМТ (точка В). Начавшаяся топливopодача продолжается $30...35^\circ$ п.к.в. и заканчивается в точке 4 за ВМТ. Горение начинается в точке 3. Через $10...15^\circ$ п.к.в. после ВМТ достигается максимальная температура T_z . Фактически окончание горения затягивается до точки 5; расширение продолжается до точки 6 – момента открытия выпускного клапана.

4-й такт – выпуск. Происходит при движении поршня от НМТ к ВМТ при открытии выпускного клапана. Процесс выпуска начинается с момента открытия выпускного клапана в точке 6. Благодаря перепаду давлений происходит быстрое истечение газов в выпускной коллектор. Закрытие выпускного клапана происходит в точке 8 за ВМТ.

Фаза перекрытия клапанов используется для продувки цилиндра. Цель продувки – очистка камеры сгорания (КС) от остаточных продуктов сгорания, а также охлаждение воздухом клапанов и днища поршня.

Рабочий цикл двухтактного двигателя осуществляется за два хода поршня, т. е. за один оборот коленчатого вала. Это достигается благодаря тому, что выталкивание и впуск заменяются процессами выпуска и продувки, происходящими при положении поршня около НМТ.

Рассмотрим работу двухтактного двигателя (Рис.5).

1-й такт – сжатие. При восходящем движении поршня заканчиваются процессы выпуска, продувки и наполнения цилиндра воздухом. С момента закрытия выпускного клапана и продувочных окон поршнем в цилиндре происходит сжатие, и за $15...20^\circ$ п.к.в. до ВМТ впрыскивается топливо, которое самовоспламеняется.

2-й такт – горение, расширение и продувка. При нисходящем движении поршня заканчиваются топливоподача и горение топлива, после чего процесс расширения продолжается до момента открытия выпускного клапана. После открытия продувочных окон верхней кромкой поршня начинаются продувка и наполнение цилиндра. Рабочий цикл повторяется.

При одинаковых значениях D , S , i , n , P_e в двухтактном двигателе теоретически можно получить вдвое большую мощность, чем в четырехтактном. В действительности, мощность возрастает в $1,7...1,85$ раза, так как часть хода поршня из-за наличия окон теряется. Худшая очистка цилиндра, потери воздушного заряда и др. снижают мощность двухтактных дизелей. У двухтактных двигателей большая равномерность крутящего момента, ввиду того, что рабочий ход приходится на каждый оборот коленчатого вала.

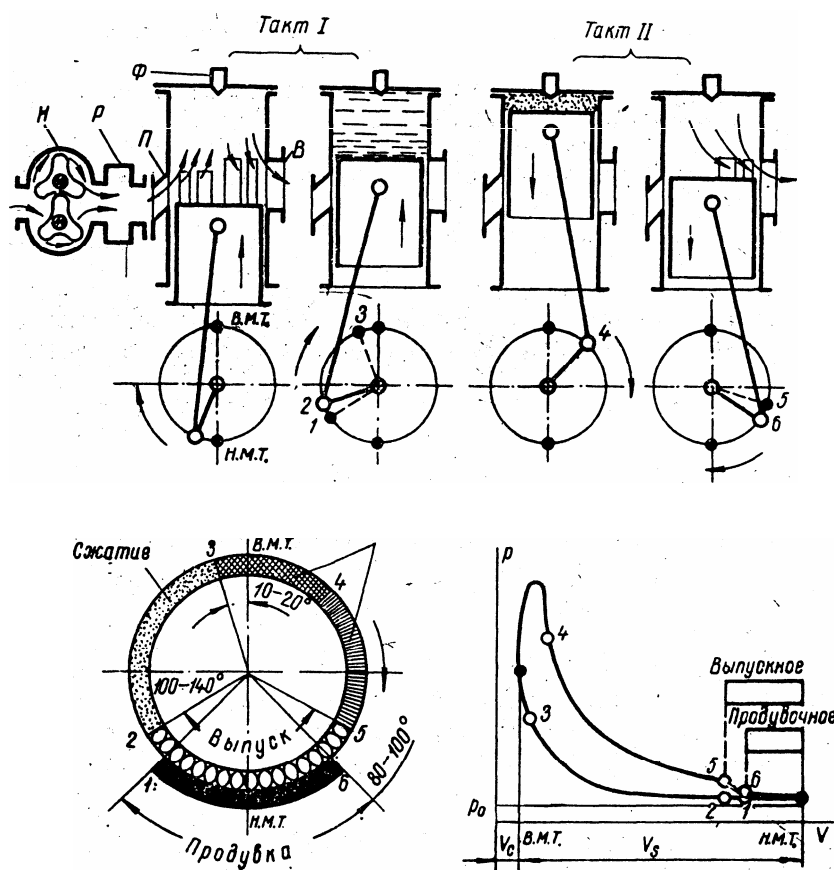


Рис. 5. Диаграмма рабочего процесса двухтактного двигателя

Процессы впуска, выпуска, горения-расширения в четырехтактных дизелях протекают более эффективно, так как на них отводится больший угол п.к.в., чем в двухтактных, тогда как процесс топливоподачи у двухтактных дизелей заметно короче, чем у четырехтактных.

Рабочий цикл карбюраторного четырехтактного двигателя

Первый такт – впуск бензиновоздушной смеси. Поршень перемещается от ВМТ к НМТ, впускной клапан открыт, выпускной закрыт. В цилиндре создается разрежение порядка 0,07...0,09 МПа и смесь, состоящая из паров бензина и воздуха, поступает в цилиндр. Эта смесь смешивается с продуктами сгорания, оставшимися в цилиндре от предыдущего цикла, и образует рабочую смесь. Температура смеси в конце впуска $\approx 75...125^\circ\text{C}$.

Второй такт – сжатие. Поршень перемещается от НМТ к ВМТ, оба клапана закрыты, давление в цилиндре и температура рабочей смеси повышается. В конце такта сжатия давление достигает 0,9...1,5 МПа, а температура $350...500^\circ\text{C}$.

Третий такт – расширение или рабочий ход. В конце такта сжатия рабочая смесь воспламеняется от искрового разряда в свече зажигания и быстро сгорает. Максимальное давление смеси достигает 3,5...5,0 МПа, а температура $2200...2500^\circ\text{C}$. В конце расширения открывается выпускной клапан и

начинается **процесс выпуска – четвертый такт**. Дальнейшее осуществляется так же, как описано ранее в дизельном цикле.

Рабочий цикл газового двигателя

Рабочий цикл с искровым зажиганием

Процесс сгорания топлива в двигателях этой группы (как четырехтактных, так и двухтактных) протекает почти при постоянном объеме.

В существующих газовых двигателях этого типа верхний предел допустимой степени сжатия определяется условиями нормального горения, в силу чего ее значение практически не превышает 8, редко 10. У большинства газовых четырехтактных двигателей свежий заряд поступает в цилиндр в виде газозвдушной смеси в течение хода всасывания.

В некоторых случаях в четырехтактных двигателях, работающих на газовом топливе, применяется своеобразный наддув. В этом случае по линии выпуска идет заполнение цилиндра двигателя сжатым воздухом. Газ подается в камеру сгорания под давлением 0,3...0,5 МПа в первой половине хода сжатия. Зажигание осуществляется электрической искрой в ходе конца сжатия. Увеличение наполнения цилиндра по этому циклу происходит вследствие принудительной подачи газа в свежий заряд воздуха и уменьшения гидравлических потерь в результате улучшения впускной смеси.

Эффективный КПД этого цикла несколько ниже обычного четырехтактного цикла вследствие худших условий смесеобразования.

Рабочий цикл газожидкостного двигателя (газодизеля)

Рабочий цикл с газожидкостным процессом характеризуется тем, что в цилиндре двигателя во время такта сжатия находится газозвдушая смесь, а жидкое топливо вводится в цилиндр в конце сжатия и, самовоспламеняясь, поджигает смесь.

В четырехтактном двигателе наполнение цилиндра газозвдушной смесью осуществляется путем засасывания в цилиндр, а в двухтактных – путем продувки цилиндра готовой смесью или воздухом с последующим добавлением газа.

Газозвдушный цикл, обобщая частные случаи работы газового двигателя и двигателя на жидком топливе, характеризуется обычными зависимостями между его параметрами, однако, вследствие использования двух топлив, совершенно различных по своим физическим свойствам, эти зависимости несколько отличаются друг от друга.

3.2.1.2. Рабочие тела и их свойства

Изучаемые вопросы:

Топлива, применяемые в автомобильных двигателях. Понятие о рабочем теле и его свойствах

В качестве топлив для двигателей с принудительным зажиганием используется жидкий продукт, получаемый в результате переработки сырой нефти, – бензин и горючие газы, основную часть которых составляют углеводороды.

Легкая фракция нефти, выкипающая до 205 °С, используется для производства топлив, называемых бензинами. Более тяжелые фракции с пределами выкипания до 350 °С служат основой для производства дизельных топлив. Фракционный состав топлива показывает процентное (по объему) содержание углеводородов, выкипающих до той или иной температуры. Различие во фракционном составе бензинов и дизельных топлив определило различие и в устройствах для образования горючей смеси, состоящей из воздуха (окислителя) и паров топлива, и способах воспламенения. Топливо и воздух в зависимости от физических свойств топлива вводятся в цилиндр двигателя совместно (бензиновый двигатель) или отдельно (дизель).

В двигателях с внешним смесеобразованием топливо, подаваемое вместе с воздухом через впускной клапан, должно легко испаряться и образовывать однородную смесь с поступающим воздухом.

Необходимо, чтобы топливо:

- обеспечивало быстрый и надежный пуск независимо от температуры наружного воздуха;
- позволяло осуществлять процесс сгорания без образования нагара и кокса на поверхности КС;
- способствовало уменьшению износов цилиндропоршневой группы (ЦПГ);
- обеспечивало полное сгорание и снижение токсических составляющих.

Химические реакции сгорания бензинов

Как известно, жидкое топливо, применяющееся в ДВС, обычно состоит из углерода С, водорода Н и кислорода О. Кроме того, в топливе содержится незначительное количество серы, азота и других веществ, которыми в расчете можно пренебречь.

Если элементарный состав можно охарактеризовать весовыми долями, то

$$C+H+O=1\text{ кг.}$$

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания топлива такого состава:

$$L_o = \frac{C}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ кмоль/кг топл} \quad (4)$$

$$L_o = \frac{C}{0,21 \cdot 12} \left[1 + \frac{3}{C} \left(H - \frac{O}{8} \right) \right]. \quad (5)$$

Ни в карбюраторном, ни в газовом, ни в дизельном двигателе невозможно получить такую идеальную смесь топлива с теоретически необходимым количеством воздуха, при котором каждая частичка топлива нашла бы нужное для ее полного сгорания количество кислорода.

В бензиновых двигателях на некоторых режимах отношение $\frac{L}{L_o} \leq 1$, а в дизельных - $\frac{L}{L_o} > 1$, где отношение $\frac{L}{L_o} = \alpha$ носит название коэффициента избытка воздуха для сгорания. В бензиновых двигателях с воспламенением однородной смеси и полностью открытой дроссельной заслонкой наибольшая экономичность и устойчивость протекания рабочего процесса достигается при $\alpha = 1,1 \dots 1,3$.

Максимальная мощность этих двигателей обеспечивается при некотором обогащении смеси ($\alpha = 0,85 \dots 0,9$). Устойчивая работа на малых нагрузках и ХХ (холостых ходах) требует большого обогащения смеси. При $\alpha < 1$ из-за недостатка кислорода топливо не сгорает полностью, вследствие чего происходит неполное выделение теплоты при сгорании и в отработавших газах появляются продукты неполного окисления (CH , H , CH_4 и др.).

Полное сгорание топлива при $\alpha > 1$

Жидкое топливо

Горючая смесь до начала сгорания в карбюраторных двигателях состоит из молекул воздуха и испарившегося топлива, поэтому, если через μ_m обозначить молекулярный вес паров топлива, то количество кг/моль горючей смеси на 1 кг топлива выразится величиной

$$M_l = \alpha L_o + \frac{1}{\mu_m} \text{ кмоль/кг топл.} \quad (6)$$

В газовых двигателях горючая смесь состоит из топлива и воздуха

$$M_l = 1 + \alpha L_o \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ топл.} \quad (7)$$

При полном сгорании топлива продукты сгорания состоят: из CO_2 (углекислый газ), H_2O (водяной пар), O_2 (избыточный кислород), N_2 (азот).

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}. \quad (8)$$

Количество отдельных составляющих:

$$M_{CO_2} = C/12, \text{ кмоль/кг топл.}, M_{H_2O} = H/2, \text{ кмоль/кг топл.},$$

$$M_{O_2} = 0,21 L_o (\alpha - 1), \text{ кмоль/кг топл.},$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_o, \text{ кмоль/кг топл.}$$

После преобразования получим

$$M_2 = C/12 + H/2 + \alpha L_o - 0,21 L_o. \quad (9)$$

Подставив $L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)$, будем иметь в кмоль

$$M_2 = \alpha L_o + 1/4(H + O/8). \quad (10)$$

Определим количество продуктов сгорания через характеристику топлива:

$$M_2 = \frac{H}{2} + \alpha L_o - \frac{\vartheta C}{12 * 0,79}, \text{ где } \vartheta = \frac{3}{C} \left(H - \frac{O}{8} \right).$$

Для стехиометрического состава смеси ($\alpha = 1$) $M_{O_2} = 0$;

$$M_{2(\alpha=1)} = C/12 + H/2 + 0,79 \alpha L_o. \quad (11)$$

Для любого значения $\alpha > 1$ количество продуктов сгорания в кмоль составляет:

$$M_2 = M_{2(\alpha=1)} + (\alpha - 1)L_o; \quad (12)$$

$$G_2 = \frac{11}{3}C + 9H + 0,23(\alpha - 1)l_o + 0,79\alpha L_o = G_1. \quad (13)$$

Газообразное топливо

Определим количество продуктов сгорания газообразного топлива. Для 1 моля (или 1 м^3) газообразного топлива имеем количество отдельных составляющих:

$$\begin{aligned} M_{CO_2} &= \sum n(C_n H_m O_r); \\ M_{H_2O} &= \sum m/2(C_n H_m O_r); \\ M_{O_2} &= 0,21 (\alpha - 1)L_o; \\ M_{N_2} &= 0,79\alpha L_o + N_2. \end{aligned}$$

При сгорании 1 моля (1 м^3) газообразного топлива количество продуктов сгорания составит

$$M_2 = \sum (n + m/2) C_n H_m O_r \alpha L_o - 0,21 \alpha L_o + N_2,$$

учитывая, что $\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1$ получим

$$M_{2(\alpha>1)} = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r + 1 + \alpha L_o,$$

$$M_{2(\alpha=1)} = \sum \left(n + \frac{m}{2} \right) C_n H_m O_r + 0,79 L_o + N_2,$$

$$M_{2(\alpha>1)} = M_{2(\alpha=1)} + (\alpha - 1)L_o,$$

где $(\alpha - 1)L_o$ – избыточное количество воздуха, не принимавшее участие в сгорании.

В то время, как весовое количество продуктов сгорания остается равным сумме весов воздуха и топлива до сгорания, количество кмоль M_2 не равно

кмоль горючей смеси, т. е. M_1 . В результате сгорания в процессе химической реакции происходит распад одних молекул и образование других новых.

$$\Delta M = M_2 - M_1.$$

Для карбюраторных двигателей $\Delta M = H/4 + O/32 - 1/\mu$.

Относительное изменение объема при сгорании характеризуется химическим коэффициентом молекулярного изменения

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1};$$

$$(\mu)_o \alpha > 1 = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu t}}{\alpha Lo + \frac{1}{\mu t}}; \quad (\mu)_{o\alpha < 1} = 1 + \frac{0,21(1-\alpha)Lo + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu t}}{\alpha Lo + \frac{1}{\mu t}}. \quad (14)$$

Для газообразного топлива можно написать

$$\Delta M = M_1 - M_2 = \Sigma [m/4 + r/2 - 1] C_n H_m O_r. \quad (15)$$

Для газообразных топлив в уравнение μ_o необходимо подставить ΔM со своим знаком.

Увеличение объема при сгорании жидкого топлива, характеризуемое величинами ΔM и μ_o , является положительным фактором, ибо дает соответствующее увеличение механической работы в цилиндре двигателя при расширении продуктов сгорания.

В отличие от жидкого топлива при сгорании газообразного топлива:

- возможно как увеличение, так и уменьшение объема,
- изменение объема зависит от содержания в топливе окиси углерода, водорода и тяжелых углеводородов.

Тяжелые углеводороды вида $C_n H_{2n}$ при своем сгорании дают увеличение объема ($\Delta M > 0$) в том случае, если $n > 2$, и не дают изменение объема ($\Delta M = 0$) при $n = 2$. Что же касается общего изменения объема при сгорании газообразного топлива, содержащего в своем составе тяжелые углеводороды вида $C_n H_m$ при $n > 2$, то знак ΔM зависит от процентного содержания этих углеводородов в топливе. Так как их содержание обычно незначительно по сравнению с содержанием CO и H_2 , то практически при сгорании генераторного газа всегда наблюдается уменьшение объема ($\Delta M < 0$).

При условии полного сгорания α не влияет на абсолютные количества CO_2 и H_2O , содержащиеся в продуктах сгорания. Однако, с увеличением α в продуктах сгорания увеличивается количество двухатомных газов (N_2 и O_2), а следовательно, увеличивается и M_2 . Вследствие этого в зависимости от изменения α меняется объемный состав продуктов сгорания.

Неполное сгорание топлива $\alpha < 1$

Получение от карбюраторного двигателя максимальной мощности приводит к необходимости работы на переобогащенной смеси с недостатком воздуха при $\alpha < 1$. При этом увеличение мощности происходит за счет ухудшения экономичности и сопровождается неполнотой сгорания топлива.

В этом случае, когда горючая смесь настолько переобогащена топливом, что в продуктах сгорания отсутствует углекислый газ, к продуктам сгорания добавляется некоторое количество свободного углерода, которое не прореагировало с кислородом воздуха. Этот свободный углерод поступает в выхлоп в виде сажи. При этом падает мощность двигателя, ухудшается его экономичность, и работа его становится неустойчивой. То критическое значение α , при котором весь углерод сгорает в окись углерода, т. е. при котором теоретически не образуется в выхлопном газе сажа, обозначается $\alpha_{кр}$ и равно $\sim 0,67 \dots 0,72$.

В случае же, если горючую смесь необходимо обогащать, то из-за недостатка кислорода часть углерода топлива сгорает в окись углерода, а часть водорода не реагирует с кислородом. Анализ остаточных газов показывает, что отношение молей водорода и окиси углерода примерно постоянно для данного топлива и не зависит от α .

Это отношение $K = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}}$ у бензинов при $H/C = 0,17 \dots 0,19$,

$K = 0,42 \dots 0,50$, при $H/C = 0,13$, $K = 0,3$.

Реакция углерода с кислородом при неполном сгорании $2C + O_2 = 2CO$

$$1 \text{ кг/C/} + \frac{4}{3} \text{ кг/O}_2\text{/} = \frac{7}{3} \text{ кг/CO/}.$$

Обозначив через φ долю углерода /C/ топлива, сгоревшего в CO, получим

$$\varphi C_{кг} /C/ + \frac{4}{3} \varphi C_{кг} /O_2/ = \frac{7}{3} \varphi C_{кг} /CO/.$$

При сгорании углерода частично в CO_2 и CO количество продуктов сгорания (кмоль) следующее:

$$M_{CO_2} + M_{CO} = \frac{C}{12} (1 - \varphi) + \frac{\varphi C}{12} = \frac{C}{12}.$$

Количество свободного водорода (кмоль) в продуктах сгорания

$M_{H_2} = \frac{\varphi_1}{2} H$, где φ_1 — доля свободного водорода.

Суммарное количество водяных паров и водорода в продуктах сгорания

$$M_{H_2O} + M_{H_2} = \frac{1 - \varphi_1}{2} H + \frac{\varphi_1}{2} H = \frac{H}{2}.$$

Количество водяных паров в продуктах сгорания

$M_{H_2O} = \frac{1-\varphi_1}{2} H$, где $1-\varphi_1$ – доля водорода, окисленного в H_2O .

С учётом азота в воздухе общее количество продуктов сгорания

$$(M_2)_{\alpha \leq 1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha,7 \text{ .}$$

При неполном сгорании общее количество кислорода, участвующее в реакции, равно $0,21 \alpha L_o O/32$.

Количество каждого компонента (кмоль), входящего в состав продуктов сгорания определяют по формулам:

$$M_{CO} = 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_o;$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{2} - 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_o;$$

$$M_{H_2} = 0,42 K \frac{1-\alpha}{1+R} L_o;$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0,42 K \frac{1-\alpha}{1+K} L_o;$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_o.$$

Термохимия процесса сгорания дизельного топлива

Элементарный состав 1 кг жидкого нефтяного топлива может быть представлен равенством

$$1 \text{ кг топлива} = c_{\text{кг}} C + h_{\text{кг}} H + s_{\text{кг}} S + o_{\text{кг}} O,$$

где C, H, S, O – химические символы углерода, водорода, серы и кислорода; c, h, s, o – массовые доли соответственно углерода, водорода, серы и кислорода в 1 кг топлива.

В расчетах рабочего цикла принимается следующий условный состав дизельного топлива: $c = 0,87$; $h = 0,126$; $o = 0,004$.

Количество кислорода, необходимое для сгорания 1 кг топлива:

$$c/12 + h/4 + s/32 - o/32 \text{ кмоль } O_2/1 \text{ кг топл,} \quad (16)$$

где $o/32$ – количество кмоль кислорода, которое не потребуется для реакции горения, так как содержится в самом топливе.

Если учесть, что в единице объема (или 1 кмоль) сухого воздуха содержится 21% кислорода, то для сжигания 1 кг топлива потребуется следующее количество воздуха:

$$L_o = 1/0,21 (c/12 + h/4 + s/32 - o/32) = 0.495 \text{ кмоль возд/1 кг возд.} \quad (17)$$

То же количество воздуха в килограммах на 1 кг топлива:

$$L_o^1 = \mu_6 L_o = 14,331 \text{ кг возд / кг топлива,} \quad (18)$$

где $\mu_6 = 28,97$ – молекулярная масса воздуха, кг/кмоль.

Коэффициентом избытка воздуха для сгорания называется отношение действительного количества воздуха L , вводимого в цилиндр двигателя на 1 кг топлива, к теоретически необходимому L_o ,

$$\alpha = \frac{L}{L_o} = \frac{G_a}{L_o^1 G_m}, \quad (19)$$

где G_a - часовое количество воздуха кг/ч, затраченного на горение часового расхода топлива G_m , кг/ч.

При сгорании топлива с α конечные продукты реакции состоят из газообразных CO_2 , SO_2 и паров воды, а также из азота и избыточного кислорода воздуха:

$$M = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{SO_2} + M_{N_2} + M_{O_2}. \quad (20)$$

В расчетах рабочего цикла общее количество кмоль продуктов сгорания M удобно делить на две части: количество кмоль “чистых” продуктов сгорания (на окисление компонентов топлива при этом затрачено теоретически необходимое количество воздуха L_o)

$$M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{SO_2} + M_{N_2} = c/12 + h/2 + s/32 + 0.79L_o, \quad (21)$$

где $0,79 L_o$ – количество кмоль азота M_{N_2} , которое остается в продуктах сгорания при $\alpha=1$;

количество $L_o(\alpha-1)$ кмоль избыточного воздуха, состоящего из $0,21 L_o(\alpha-1)$ кмоль кислорода M_{O_2} и $0,079L_o(\alpha-1)$ кмоль азота M_{N_2} . Тогда общее количество кмоль продуктов сгорания будет:

$$M = c/12 + h/2 + s/32 + L_o(\alpha - 0,21). \quad (22)$$

В дизелях количество впрыскиваемого в цилиндры топлива пропорционально нагрузке, а количество поступающего воздуха в меньшей степени зависит от нагрузки. Следовательно, с уменьшением нагрузки α увеличивается, что ведет к резкому падению процентного содержания CO_2 и H_2O в продуктах сгорания, тогда как объемное содержание азота мало зависит от α .

Известно, что суммарное число молей (объем) продуктов сгорания больше, чем суммарное число молей кислорода, необходимого для сжигания 1 кг топлива. Приращение числа молей при сгорании составляет

$$\Delta M = M - L = M - \alpha L_o. \quad (23)$$

$$\text{При } \alpha=1 \quad \Delta M = \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{2} + \frac{s}{32} \right) - \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right) = \frac{h}{4} + \frac{o}{32}. \quad (24)$$

Таким образом, при сгорании углеводородного топлива число молей конечных продуктов больше числа молей исходных газообразных продуктов на величину $\Delta M = (8h+o)/32$, т.е. приращение происходит исключительно за счет окисления водорода и наличия в топливе некоторого количества кислорода;

масса конечных продуктов сгорания (G_r , кг) равна массе исходных продуктов (воздух и топливо, кг):

$$G_r = G_\epsilon + G_m .$$

Теоретическим коэффициентом молекулярного изменения β_0 называется отношение количества молей продуктов сгорания M к количеству молей свежего заряда L .

$$\beta_0 = M/L = M/\alpha L_o . \quad (25)$$

Используя уравнение (21) получим $M = L + \Delta M$ и

$$\beta_0 = \frac{L + \Delta M}{L} = 1 + \frac{8h + o}{32\alpha L_o} ,$$

а для топлива среднего (расчетного) состава $\beta_0 = 1 + 0.064/\alpha$.

Текущее значение коэффициента молекулярного изменения можно получить, если через x обозначить долю топлива, сгоревшего к данному моменту процесса от цикловой подачи топлива, тогда число молей продуктов сгорания в рассматриваемый момент будет

$$Mx = L + \Delta Mx .$$

Тогда текущее значение β_x определится из выражения:

$$\beta_x = \frac{L + \Delta Mx + Mr}{L + Mr} ,$$

$$\Delta M / L = \beta - 1 ,$$

следовательно,

$$\beta_x = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} x . \quad (26)$$

Значения β_x для процесса сгорания ($0 < x < 1$) изменяются в следующих пределах: $x=0$, $\beta_x=1$; и $x=1$, $\beta_x=\beta$.

Теплоемкость газов в цилиндре дизеля изменяется вместе с изменением температуры и состава смеси. Пользоваться истинными теплоносителями в расчетах неудобно, поэтому применяют среднюю мольную теплоемкость. Средние мольные теплоемкости вычисляются по формулам.

$$\bar{C}_v = a + bT; \quad \bar{C}_p = R_\mu + \bar{C}_v .$$

Для воздуха $\bar{C}_v = 19,26 + 0,00251T$ кДж/(кмоль·К);

Для «чистых» продуктов сгорания ($\alpha=1$)

$$C_v^{-11} = 20,473 + 0,0036T \text{ кДж/(кмоль·К)} \quad (27)$$

В результате сгорания топлива при $\alpha > 1$ в цилиндре образуется смесь газов, которую можно рассматривать как смесь «чистых» продуктов сгорания ($\alpha=1$) в количестве $(L_o + \Delta M)x$ кмоль и избыточного воздуха в количестве $(\alpha L_o - L_{ox})$ кмоль.

Количество остаточных газов в цилиндре M_r невелико и можно принять, что они также состоят из двух частиц: M_r / α кмоль «чистых» продуктов сгорания и $(M_r - M_r / \alpha)$ – кмоль воздуха в остаточных газах.

Общее количество «чистых» продуктов сгорания в цилиндрах с учетом доли сгоревшего топлива x будет равно

$$L_o x + \Delta M_x + M_r / \alpha = L_o \left[\left(1 + \frac{\Delta M}{L_o} \right) x + \frac{M_r}{\alpha L_o} \right] = L_o (1,064x + \gamma_r),$$

где $\Delta M / L_o = 0.064$ для топлива расчетного состава.

Общее количество воздуха в цилиндре в тот же момент будет равно

$$\alpha L_o - L_o x + M_r - M_r / \alpha = L_o [\alpha(1 + \gamma_r) - (x + \gamma_r)].$$

Теплоемкость смеси газов в цилиндре определяется по правилу смешения:

$$C_{vcc}^{-11} = \frac{(1,064x + \gamma_r) c_v + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x + \gamma_r)] c_v^{-1}}{0,064x + \alpha(1 + \gamma_r)}. \quad (28)$$

При подстановке в формулу (28) значений x , α , γ_r и уравнений C_v^{-11} и C_v^{-1}

по формуле (27) она приводится к виду: $C_{vcc}^{-11} = a_{cm} + b_{cm} T$.

3.2.1.3. Процессы газообмена

Исучаемые вопросы:

Назначение процессов газообмена и их протекание. Показатели, оценивающие их качество

Для осуществления рабочего цикла в поршневом двигателе необходимо удалить из цилиндра образовавшиеся продукты сгорания и ввести свежий заряд топливоздушнoй смеси. Процессы впуска и выпуска взаимосвязаны. Количество поступившего заряда зависит от качества очистки цилиндра двигателя.

На рис.6 представлен процесс выпуска-наполнения цилиндра двигателя. После открытия впускного клапана, когда давление в цилиндре станет ниже давления окружающей среды на ΔP_a , начинается впуск свежего заряда.

Процесс выпуска начинается за $40...60^\circ$ п.к.в. до НМТ (точка 1), с этого момента и до НМТ происходит свободный выпуск отработавших газов вследствие разности давлений в цилиндре P_r и на выпуске P_o .

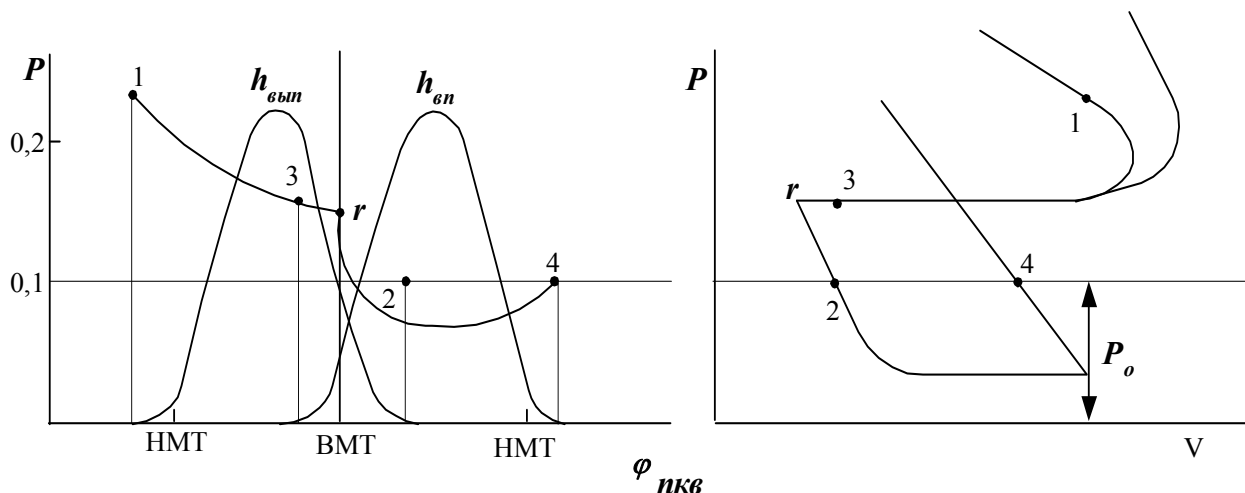


Рис. 6. График выпуска-наполнения цилиндра

Последующая очистка производится выталкиванием газов,двигающихся к ВМТ, поршнем. Выпускной клапан закрывается через $15...30^\circ$ п.к.в. после ВМТ (точка 2), впускной клапан открывается за $10...20^\circ$ п.к.в. до ВМТ (точка 3).

При движении отработавших газов через выпускной клапан за счет их эжектирующего действия под выпускным клапаном образуется разрежение. При перекрытии клапанов, т. е. одновременном открытии впускных и выпускных клапанов, в цилиндр поступает свежий заряд при одновременном удалении остаточных газов.

При наддуве топливоздушную смесь в двигателе с внешним смесеобразованием вводят в цилиндр после предварительного сжатия в компрессоре.

Процесс наполнения цилиндра рабочим телом находится в зависимости от целого ряда факторов, которые связаны с гидродинамической и тепловой его сущностью, а также с конструктивными особенностями. В результате влияния этих факторов действительное количество горючей смеси, поступившее в цилиндр за период наполнения, не равно тому количеству, которое могло бы заполнить объем цилиндра V_s при условиях окружающей среды (P_o и T_o).

Первым и основным фактором, отражающимся на количестве рабочего тела, поступающего в цилиндр четырехтактного двигателя, работающего без наддува, является перепад давлений ΔP_a .

Давление P_a в цилиндре четырехтактного двигателя в период наполнения всегда меньше, чем давление окружающей среды P_o , ибо для создания скорости протекания засасываемого газа через впускные клапаны, а также преодоления сопротивления в клапанах и во впускном трубопроводе нужна некоторая разность давлений $\Delta P_a = P_o - P_a$. Разрежение ΔP_a создается в четырехтактном двигателе благодаря ходу поршня от ВМТ в период

всасывания. В двухтактном двигателе давление продувочного воздуха p_{int} также понижается на величину Δp_{int} за счет сопротивления продувочных органов.

В результате плотность поступившего заряда в конце впуска меньше, чем та, которая соответствовала бы давлению P_o .

Горячая смесь, поступающая в рабочий цилиндр, соприкасается с внутренними поверхностями цилиндра (днище поршня, крышка, клапаны, стенки цилиндра), температура которых выше температуры окружающей среды. Поэтому заряд подогревается от этих поверхностей, что уменьшает его плотность. Подогрев оценивается разностью температур ΔT и является *вторым* фактором, уменьшающим количество действительного заряда, поступившего в цилиндр.

Третьим фактором является невозможность полного удаления из цилиндра продуктов сгорания предыдущего цикла. В двигателях некоторое количество остаточных газов остается после выпуска в объеме сжатия V_c .

В двухтактных двигателях количество остаточных газов зависит от качества продувки и может варьироваться в широких пределах. Остаточные газы имеют температуру T_r и давление P_r , которые превышают одноименные параметры окружающей среды.

Остаточные газы, занимая часть объема, уменьшают количество свежего заряда. Повышенное давление остаточных газов сокращает продолжительность впуска, так как начальная часть хода поршня от ВМТ теряется на расширение до давления P_o . При смешении происходит подогрев свежего заряда и охлаждение остаточных газов. Подогрев уменьшает плотность заряда, а охлаждение остаточных газов уменьшает их объем. Температура смеси к концу периода наполнения возрастает, но это не оказывает влияния на количество рабочего тела, поступающего в цилиндр.

Итак, количество свежего заряда, поступившего в цилиндр в процессе наполнения, зависит от следующих факторов:

- гидравлического сопротивления впускной системы, снижающего давление подаваемого заряда;
- наличия в цилиндре некоторого количества остаточных газов;
- подогрева заряда от поверхности стенок системы впуска и внутренней поверхности цилиндра, вследствие чего уменьшается плотность заряда.

При протекании свежего заряда в случае полного открытия дросселя через впускные органы его давления и температуры претерпевают незначительные изменения, что дает право принять приближенно постоянную плотность газа на его пути $\gamma = \text{const}$. Если при этом допустить рассматривать поступление заряда как установившееся движение, то можно применить уравнение Бернулли.

$$\frac{P_o}{\gamma_0} = \frac{Pa^1}{\gamma_0} + \frac{\varpi^2}{2g} + \zeta \frac{\varpi^2}{2g} \quad ,$$

где ω - скорость потока в узком проходном сечении впускной системы;

P_a^l - мгновенное значение давления в цилиндре;

ζ - коэффициент сопротивления впускной системы.

Тогда $\Delta P_a^l = P_o - P_a^l = (1 + \zeta) \frac{\gamma_0}{2g} \omega^2$,

т. е. каждый момент потеря давления ΔP_a^l пропорциональна квадрату скорости газа во впускной системе и сильно зависит от ζ .

Уравнение неразрывности потока дает $\omega f = c \cdot F$,

где f - узкое проходное сечение впускной системы;

F - площадь поршня;

c - скорость поршня в рассматриваемый момент.

$\omega = c F / f$,

а так как скорость поршня пропорциональна частоте вращения коленчатого вала, то $\omega = k n / f$, где k - коэффициент пропорциональности, зависящий от размера цилиндра и КШМ, а также от угла п.к.в., тогда перепад давлений $\Delta P_a^l = k n^2 / f^2$.

Таким образом, при определенных размерах цилиндра и ζ разрежение в цилиндре в конце впуска пропорционально n^2 и обратно пропорционально f^2 .

Для двигателей с количественным регулированием топливной смеси (карбюраторных и газовых) изменение положения дроссельной заслонки изменяет величину ζ . При работе на малых нагрузках прикрытый дроссель увеличивает сопротивление впуска и, следовательно, величину ΔP_a . Увеличение γ_r вызывает увеличение P_r и уменьшение ε (см. рис. 7).

Подогрев поступающего заряда от нагретых поверхностей (ΔT) зависит от оборотов, нагрузки, от преодоления крутящего момента и от условий охлаждения двигателя. Усиленный подогрев при повышении нагрузки двигателя вызван увеличением расхода топлива.

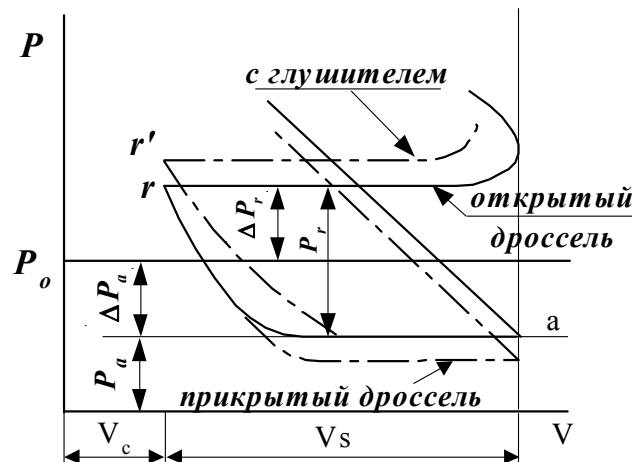


Рис. 7. Влияние сопротивления на наполнение цилиндра

Что касается числа оборотов, то, с одной стороны, частое чередование циклов повышает температуры нагретых поверхностей и, следовательно, сказывается на подогреве воздуха. С другой стороны, продолжительность соприкосновения с нагретыми стенками обратно пропорциональна частоте вращения. Это сказывается более резко, чем повышение температуры стенок, т. е. с увеличением частоты ΔT падает.

На степень подогрева влияет размерность цилиндра. При увеличении его диаметра уменьшается относительная величина его поверхности.

Если у карбюраторного двигателя нет специального подогрева впускного коллектора, можно считать, что подогрев рабочей смеси компенсирует потерю тепла на испарение топлива в карбюраторе.

Количество остаточных газов определяется коэффициентом $\gamma_r = M_r/M_l$,

где M_r – количество остаточных газов, кмоль;

M_l – количество свежего заряда, кмоль.

Температуру газов в конце наполнения T_a можно определить из уравнения баланса теплоты до и после смешения

$$c_v M_l (T_o + \Delta T) + c_v M_r T_r = c_v (M_l + M_r) T_a.$$

Так как количество остаточных газов невелико и их теплоемкость не очень отличается от теплоемкости свежего заряда, то разницей в теплоемкостях можно пренебречь.

$$M_l (T_o + \Delta T) + M_r T_r = (M_l + M_r) T_a.$$

Разделив на M_l и зная, что $\gamma_r = M_r/M_l$, можно написать

$$T_o + \Delta T + \gamma_r T_r = (1 + \gamma_r) T_a, \text{ отсюда } T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}.$$

Результатом совокупности всех явлений является то, что количество рабочего тела, заполняющее объем V_h при P_a и T_a при нормальном процессе наполнения, меньше, чем то количество, которое могло бы находиться в этом объеме при P_o и T_o .

Отношение действительного количества заряда, поступившего в цилиндр, к тому, которое могло бы заполнить его при P_o и T_o , называется *коэффициентом наполнения*.

Расчеты показывают, что для двигателей с внешним смесеобразованием разница в коэффициенте наполнения, подсчитанная из условий, что свежим зарядом является воздух или топливовоздушная смесь, незначительна. Поэтому в дальнейшем будем определять коэффициент наполнения η_n по количеству поступающего воздуха.

Свежий заряд, поступивший в цилиндр при P_o и T_o , занимает объем, равный $\eta_n V_h$. Если привести этот объем к давлению и температуре начала сжатия (P_a и T_a), то действительный объем будет равен

$$M_1^{11} = \eta_n V_h \frac{T_a P_o}{T_o P_a} \text{ м}^3.$$

Кроме заряда M_1^{11} в общем объеме цилиндра $V_a = V_{(h)s} + V_c$ находятся остаточные газы M_r^{11} при P_a и T_a . $V_a = M_1^{11} + M_r^{11}$.

$$\text{Иначе } \frac{V_a}{V_h} = \frac{V_a V_c}{V_c V_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}; \quad V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} V_h.$$

$$\text{Тогда } \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} V_h = \eta_n V_h \frac{T_a P_o}{T_o P_a} + M_r^{11}; \quad V_h = V_s.$$

$$\text{Так что } M_r^{11} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} V_h - \eta_n V_h \frac{T_a P_o}{T_o P_a}; \quad \gamma_r = \frac{M_r^{11}}{M_1^{11}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_o} \frac{T_o}{T_a} \frac{1}{\eta_n} - 1, \text{ откуда}$$

независимо от тактности двигателя и способа смесеобразования

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_o} \frac{T_o}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}.$$

Это выражение коэффициента наполнения показывает, что увеличение степени сжатия вызывает уменьшение коэффициента наполнения. Однако нельзя к этому подходить обобщенно, так как нельзя рассматривать влияние ε от γ_r , в четырехтактном двигателе увеличение степени сжатия влечет за собой увеличение коэффициента наполнения.

Увеличение числа оборотов двигателя при постоянном положении регулирующих органов приводит к уменьшению коэффициента наполнения, так как уменьшается отношение p_a/p_o при том же давлении p_o (за счет увеличенной затраты энергии на протекание заряда через впускную систему).

Влияние нагрузки (т. е. крутящего момента) на η_n различно, в зависимости от способа регулирования. При количественном регулировании необходимое изменение количества горючей смеси, поступающей в цилиндр, достигается изменением положения дроссельной заслонки. Тем самым, по мере уменьшения нагрузки (при $n = \text{const}$) возрастает сопротивление впускной системы, и, следовательно, за счет увеличения ΔP_a снижается η_n .

Увеличение гидравлического сопротивления выпускной системы приводит к тому, что:

- уменьшается полезная площадь индикаторной диаграммы,
- уменьшается коэффициент наполнения η_n ,
- увеличивается коэффициент остаточных газов γ_r .

Все это приводит к снижению мощности и КПД двигателя.

Как известно, процесс газообмена в четырехтактных дизелях осуществляется главным образом за счет насосных ходов поршня, а в двухтактных – за счет выпуска газов и затем продувки-наполнения цилиндров воздухом с избыточным давлением при положении поршня около НМТ.

Причины, по которым объем цилиндра дизеля, заполненный воздухом, к концу наполнения меньше объема V_s , такие же, как и для карбюраторных двигателей:

- неизбежные потери во впускном тракте ΔP_k ;
- подогрев заряда за счет теплообмена с горячими поверхностями, смешением воздуха с остаточными газами и некоторого повышения температуры в результате торможения воздуха в цилиндре.

Критериями количественной оценки совершенства процессов очистки и наполнения цилиндра служат коэффициент остаточных газов γ_r и коэффициент наполнения η_n .

Коэффициентом остаточных газов γ_r так же, как и в карбюраторных двигателях, называется отношение количества молей, оставшихся в цилиндре остаточных газов M_r к количеству молей свежего заряда L , поступившего в цилиндр

$$\gamma_r = M_r / L .$$

В четырехтактных дизелях без наддува $\gamma_r = 0,04 \dots 0,06$, с наддувом - $\gamma_r = 0,02 \dots 0,05$.

В двухтактных дизелях $\gamma_r = 0,08 \dots 0,12$ (прямочная продувка), $\gamma_r = 0,15 \dots 0,25$ (контурная продувка).

Коэффициент наполнения η_n – отношение действительного объема, поступившего в цилиндры и оставшегося к началу сжатия заряда V_k при давлении и температуре перед впускными органами P_k и T_k , к рабочему объему цилиндра V_s .

$$\eta_n = V_k / V_s .$$

(В литературе по карбюраторным двигателям принято обозначать рабочий объем цилиндра V_h , а в дизелестроении – V_s , по сути дела это одно и то же).

Следует обратить внимание на то, что за эталонное принято количество заряда, которое могло бы поместиться только в рабочем объеме $V_s(V_h)$, а не в полном объеме V_a .

Уравнение материального баланса смеси воздуха и остаточных газов в точке **a** (рис.4)

$$M_a = L + M_r = L(1 + \gamma_r) ,$$

где L - количество молей воздуха в объеме V_s ;

M_r – количество молей продуктов горения от предыдущего цикла;

M_a - количество молей заряда в объеме V_a .

Выразив M_a и L через параметры P_a , T_a , V_a , P_k , T_k , V_k , из характеристического уравнения получим

$$M_a = P_a V_a / R T_a ; \quad L = R_k V_k / R T_k .$$

Получим коэффициент наполнения для четырехтактного дизеля

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_k} \frac{T_k}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} .$$

Коэффициент наполнения, отнесенный к полному ходу поршня V_s , для двухтактных дизелей будет равен

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{Pa}{Pk} \frac{Ta}{Tk} \frac{1 - \Psi_n}{1 + \gamma_r},$$

где Ψ_n – относительная доля потеряннного хода поршня, $\Psi_n = h_n/s$;

h_n – высота продувочных окон;

s – ход поршня.

Для четырехтактных дизелей без наддува параметры P_k и T_k необходимо заменить параметрами окружающей среды P_o и T_o .

Температура рабочей смеси T_a , состоящей из L молей воздуха, подогретого о горячие стенки цилиндра до температуры $T_k^1 = T_k + \Delta T_a$ и остаточных газов в количестве M_r молей с температурой T_r , может быть определена из уравнения баланса теплоты за период процесса наполнения

$$L \bar{C}_p T_k^1 + M_r \bar{C}_p^{11} T_r = (L + M_r) \bar{C}_p^{111} T_a, \quad (29)$$

$$T_a = \frac{(T_k + \Delta T_a) \bar{C}_p^{11} + \gamma_r T_r \bar{C}_p^{11}}{(1 + \gamma_r) \bar{C}_p^{111}}, \quad (30)$$

где $\bar{C}_p, \bar{C}_p^{11}, \bar{C}_p^{111}$ – средние мольные изобарные теплоемкости воздуха, остаточных газов и газовой смеси. Пренебрегая разницей в теплоемкостях, получим

$$L T_k^1 + M_r T_r = (L + M_r) T_a, \quad T_k^1 + \gamma_r T_r = (1 + \gamma_r) T_a, \quad (31)$$

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (32)$$

Подогрев заряда от стенок цилиндра ΔT_a не превышает 5...20 К; T_r в первом приближении может быть принята: $T_r = 750...950$ К, где большие значения справедливы для четырехтактных дизелей.

Если в уравнении баланса тепла (29) принять $\bar{C}_p^{11} \cong \bar{C}_p^{111}$, а $\bar{C}_p^{11} \cong \zeta_c \bar{C}_p^{111}$, где ζ_c – поправочный коэффициент, равный 1,06...1,11 для $\alpha = 2,0...1,6$, то уравнение (32) примет вид

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \zeta_c \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}.$$

3.2.1.4. Процесс сжатия

Изучаемые вопросы:

Цель процесса сжатия, степень сжатия, как определяющий фактор, определение показателей конца сжатия

Процесс сжатия в ДВС служит для создания условий, которые необходимы, чтобы сгорание рабочей смеси топлива с воздухом происходило эффективно. Процесс сжатия в цилиндре дизеля выполняется с целью повышения индикаторного КПД цикла за счет роста параметров рабочего тела P и T и для обеспечения надежного воспламенения паров топлива, распыленного в цилиндре в конце хода сжатия.

При внешнем смесеобразовании и постороннем зажигании от запальной свечи, когда в цилиндре сжимается готовая рабочая смесь воздуха с жидким карбюрированным или газообразным топливом, в процессе сжатия должно происходить дополнительное перемешивание смеси для повышения однородности ее состава по всему объему цилиндра. Это облегчает и ускоряет распространение вспышки от электрической свечи по всему пространству сгорания и улучшает качество сгорания в смысле использования всего кислорода воздуха.

Как установлено при анализе идеальных циклов, в целях увеличения термического использования следует стремиться к повышению степени сжатия ε . В то же время параметры смеси в конце сжатия не должны превышать тех пределов, выше которых нарушается нормальное протекание процесса сгорания (за счет детонации или появления преждевременной вспышки).

В дизелях тоже весьма желательно, чтобы к концу хода сжатия в пространстве сжатия существовало вихревое движение сжимаемого воздуха. Наличие завихрения обеспечивает равномерное перемешивание впрыскиваемого топлива с воздухом. Принцип работы дизелей требует, чтобы температура конца сжатия обеспечивала самовоспламенение впрыснутого топлива. Практически величины степени сжатия быстроходных дизелей укладываются в пределы $\varepsilon = 12 \dots 14$. Допустимые пределы степени сжатия бензиновых карбюраторных двигателей равны $\varepsilon = 5,5 \dots 8,5$, а газовых двигателей - $\varepsilon = 6 \dots 9,5$.

Сжатие является сложным процессом, на протекание которого влияют следующие факторы:

- переменный теплообмен как по величине, так и по направлению между зарядом и стенкой цилиндра;
- изменение по ходу поршня поверхности охлаждения цилиндра;
- испарение части топлива, впрыскиваемого в цилиндр незадолго до процесса сжатия (за $15 \dots 20^\circ$ п.к.в. до ВМТ);
- утечка заряда из цилиндра через неплотности поршневых колец и некоторые другие факторы.

Для различных моментов протекания процесса сжатия направление теплового обмена различно. В начале сжатия температура заряда цилиндра ниже температуры нагретых деталей цилиндра, поэтому в первой части хода сжатия происходит передача теплоты от стенок к рабочей смеси, т. е. нагрев ($\Delta T > 0$; $dq > 0$). В этот период затрата внешней механической работы сопровождается получением теплоты, и, следовательно, величина мгновенного показателя политропы сжатия $n_1^M > \kappa$ - показателя адиабаты, но величина n_1^M постепенно уменьшается по мере повышения температуры сжимаемого тела. В бесконечно короткий промежуток времени наступает момент, когда температуры рабочего тела и внутренней поверхности цилиндра равны, теплообмен отсутствует и имеет адиабатный процесс ($n_1^M = \kappa$). Дальнейшее повышение температуры рабочего тела ($\Delta T > 0$) изменяет направление теплового потока: сжатие сопровождается отдачей теплоты стенкам цилиндра и поршню ($dq < 0$) и $n_1^M < \kappa$.

Таким образом, сжигание рабочего тела в действительном цикле представляет переменный процесс. Практически переменный показатель политропы заменяется средним показателем $1,2 \leq n_1^M < 1,6$.

При расчете рабочего цикла для упрощения принимают, что процесс сжатия происходит по политропе с условным средним показателем $n_1 = \text{const}$, величина которого обеспечивает получение такой же работы, как и при переменном мгновенном показателе $n_1^M = \text{var}$.

Величина n_1 находится в пределах $n_1 \cong \kappa \pm (0,01 \dots 0,05)$. Средний показатель политропы сжатия может быть определен с индикаторной диаграммы.

По уравнению политропного сжатия $P_a V_a^{n_1} = P_c V_c^{n_1}$ после логарифмирования и преобразования получим

$$n_1 = \frac{\lg P_c - \lg P_a}{\lg V_a - \lg V_c} = \frac{\lg\left(\frac{P_c}{P_a}\right)}{\lg \varepsilon}.$$

Величина n_1 зависит от ряда факторов:

- тактности – для четырехтактных ДВС $n_1 = 1,36 \dots 1,42$, для двухтактных ДВС – $n_1 = 1,35 \dots 1,39$;
- быстроходности – $n_1 = 1,38 \dots 1,40$;
- величины относительной поверхности охлаждения F_u/V_s ;
- температуры охлаждающей воды;
- конструкции камеры сгорания;
- технического состояния ЦПГ;
- пускового режима.

Геометрической степенью сжатия ε называется отношение полного объема цилиндра V_a (в момент нахождения поршня в НМТ) к объему пространства сжатия V_c (положение поршня в ВМТ).

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_s + V_c}{V_c}; \quad V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}; \quad V_s = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} V_a.$$

Действительный процесс сжатия в цилиндре начнется только после закрытия газораспределительных органов, поэтому действительная степень сжатия будет равна

$$\varepsilon_{\partial} = \frac{V_a^1}{V_c} = \frac{(V_s - \psi V_s) + V_c}{V_c} = \frac{V_s(1 - \psi)}{V_c} + 1.$$

Подставив выражение V_c , в конечном итоге получим: $\varepsilon_{\partial} = \varepsilon(1 - \psi) + \psi$.

Между геометрической и действительной степенью сжатия имеется следующая связь:

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_{\partial} - \psi}{1 - \psi}.$$

В соответствии с принятым в расчетах политропным процессом сжатия с $n_1 = \text{const}$, давление P_c и температура T_c в конце процесса сжатия определяются по уравнениям $PV^{n_1} = \text{const}$ и $TV^{n_1-1} = \text{const}$.

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1}, \quad T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1}.$$

Для двухтактных дизелей вместо ε необходимо подставить ε_{∂} .

Абсолютная работа на линии сжатия может быть подсчитана по следующему выражению:

$$Q_l = L_l = V_s P_l = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} V_a P_1,$$

где P_l - среднее давление сжатия.

Выразим V_a из характеристического уравнения $P_a V_a = 8,314 M_a T_a$:

$$V_a = \frac{8,314 L(1 + \gamma_r) T_a}{P_a},$$

и, подставив в Q_l , получим:
$$L_l = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{8,314 L(1 + \gamma_r) T_a}{P_a} P_1$$

или через коэффициент наполнения
$$L_l = 8,314 \frac{L T_k}{\eta_n P_k} P_1.$$

3.2.1.5. Процесс расширения

Изучаемые вопросы:

Процессы, происходящие в цилиндре в ходе расширения, определение параметров конца расширения

Основной рабочий (полезный) ход поршня двигателя осуществляется при процессе расширения продуктов сгорания, который имеет весьма сложный характер, так как включает комплекс взаимосвязанных переменных факторов:

- догорание топлива, не успевшего сгореть в период видимого сгорания, что повышает температуру рабочего тела на участке догорания и снижает

значение n_2^M до уровня $1,1 > n_2^M \geq 1$;

- выделение еще некоторого количества теплоты за счет частичного восстановления продуктов диссоциации в результате понижения температуры газов по ходу процесса расширения;

- интенсивный теплообмен со стенками цилиндра, что приводит к увеличению n_2^M до 1,4...1,5 в конце хода расширения;

- протечку газов через неплотности поршневых колец, что также ведет к увеличению n_2^M .

Кроме того, на характер изменения n_2^M влияют эксплуатационные факторы (частота вращения n , нагрузка P_i), конструктивные размеры цилиндра (D , S , F_u/V_a), а также скорости горения топлива.

Найдем параметры газа в конце процесса расширения, исходя из среднего значения n_2 .

Для политропного процесса $P_z V_z^{n_2} = P_\epsilon V_\epsilon^{n_2}$, откуда $P_\epsilon = P_z \left(\frac{V_z}{V_\epsilon} \right)^{n_2}$ или

$$P_\epsilon = P_z \frac{1}{\delta^{n_2}}.$$

Из уравнения состояния для точек **b** и **z** имеем $P_\epsilon V_\epsilon = R_\mu \beta_L (1 + \gamma_\gamma) T_\epsilon$ и $P_z V_z = R_\mu \beta_z L (1 + \gamma_\gamma) T_z$.

После последовательных преобразований получим $T_\epsilon = \frac{\beta_z}{\beta} T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$,

где $\frac{V_\epsilon}{V_z} = \delta = \frac{\epsilon}{\rho}$ – степень последующего расширения.

Работа газа L_2 на участке **yzb** (рис. 3) диаграммы равна $L_2 = V_s P_2 = \frac{\epsilon - 1}{\epsilon} V_\epsilon P_2$,

где P_2 – среднее давление за время сгорания-расширения, МПа.

Из уравнения связи параметров на линии сжатия и расширения следует, что

$\beta \frac{T_\epsilon}{P_\epsilon} = \frac{T_a}{P_a}$, преобразовав предыдущее уравнение, получим

$$L_2 = 8,314 \frac{LT_k}{\eta_n P_k} P_2,$$

где $\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_k} \frac{T_k}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}$ – коэффициент наполнения.



ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Какими параметрами характеризуется и чем отличается идеальный цикл от теоретического и действительного?
2. Что такое изохорный и смешанный циклы?
3. Какие основные элементы входят в состав топлива?
4. Как определить теплотворную способность топлива?
5. Что происходит во время впуска свежего заряда и выпуска отработавших газов?
6. Что такое коэффициенты наполнения и остаточных газов?
7. Для чего служит процесс сжатия?
8. Чем отличаются адиабата и политропа сжатия?
9. Как определить давление и температуру в конце сгорания?

3.2.2. Топливоподача и смесеобразование в двигателях. Теория воспламенения и сгорания

При работе с данным разделом необходимо:

- 1) Изучить теоретический материал данной темы.
- 2) Ответить на вопросы для самопроверки.
- 3) Ответить на вопросы тренировочного теста № 2.
- 4) Ответить на вопросы контрольного теста № 2.

Изучаемые вопросы:

Особенности смесеобразования в двигателях с воспламенением от искры и в дизельных двигателях. Процессы сгорания в поршневых двигателях и их нарушения. Термодинамические соотношения в процессе сгорания

Основы смесеобразования

Автомобильные двигатели в условиях эксплуатации работают в широком диапазоне изменения скоростного режима. Частота вращения коленвала двигателя с искровым зажиганием колеблется в пределах 800...6000 об/мин. При таких частотах вращения на один цикл в 4- тактном двигателе приходится 0,15...0,02 с. За это время должно быть осуществлено: ввод в цилиндр топлива и воздуха, сжатие, испарение топлива, перемешивание его с воздухом, воспламенение, сгорание, расширение и выброс отработавших газов.

Для обеспечения высокой эффективности цикла особое внимание следует уделить процессам образования топливовоздушной смеси и ее сгоранию.

Образование топливовоздушной смеси в карбюраторном двигателе с внешним смесеобразованием происходит в системе впуска и предшествует воспламенению заряда. Условием образования однородной топливовоздушной смеси является равномерное распределение паров топлива в воздухе, т.е. одинаковое соотношение между числом молекул топлива и числом окружающих их молекул кислорода воздуха во всем объеме камеры сгорания. Такое условие может быть соблюдено, если топливо и воздух образуют гомогенную смесь, при этом необходимо, чтобы топливо полностью испарилось.

В карбюраторном двигателе процесс смесеобразования начинается в карбюраторе, продолжается во впускном трубопроводе и заканчивается в цилиндре.

Сложность получения однородной ТВС (топливовоздушной смеси) при внешнем смесеобразовании определяется тем, что топливо и воздух начинают смешиваться при двухфазном состоянии топлива, т.е. когда часть топлива находится в паровой фазе, а часть в жидкой. В современных быстроходных двигателях на процесс смесеобразования отводится очень малый промежуток времени.

Для ускорения испарения топлива, впрыскиваемого в воздушный поток, его струя должна быть раздроблена на очень мелкие капли, с поверхности которых происходит диффузия испаряющегося топлива в воздух. При этом осуществляется как молекулярная, так и турбулентная диффузия, т.е. происходит взаимопроникновение молекул и малых объемов топлива и воздуха. Этот процесс в некоторой степени определяется свойствами компонентов, образующих ТВС, но в большей мере - интенсивностью турбулентных потоков воздуха и паров топлива.

Трудность образования бензовоздушной однородной смеси заключается в том, что соотношение объемов компонентов (полностью испаренного бензина и воздуха) составляет 1:50. При равных объемах смешиваемых компонентов, например воздуха и метана, для сжигания которого необходимо лишь в 9 раз больше количества воздуха по объему, получить однородную смесь легче.

В зависимости от типа двигателя различают внешнее смесеобразование следующих видов:

- карбюрацию;
- впрыск легкого топлива во впускной трубопровод, осуществленный либо непрерывной подачей топлива во впускной трубопровод перед цилиндром, либо порциями - когда открыт впускной клапан;
- форкамерно-факельное;
- газовое.

Карбюрация

Карбюрацией называют процесс приготовления горючей смеси. Этот процесс включает в себя: движение воздуха через карбюратор и по впускному тракту, топлива по каналам в карбюраторе, топливные жиклеры (приспособления с отверстиями, дозирующими расход топлива), истечение топлива или смеси через распылители, распыливание топлива в воздушном потоке, испарение и перемешивание с воздухом. На карбюрацию влияют следующие факторы:

- время - на приготовление горючей смеси отводятся сотые доли секунды;
- температура смеси - при возрастании температуры смеси интенсивность испарения топлива увеличивается, что улучшает качество смесеобразования.

Растет η_i ;

- конструктивные схемы и качество обработки элементов системы и камеры сгорания определяют возможность равномерного распределения смеси и получения однородного состава по цилиндрам на разных режимах;

- качество топлива. Повышение содержания в бензине легких фракций обуславливает высокое содержание паров в смеси;

- режимы работы двигателя.

Карбюратор в соответствии с режимом работы двигателя изменяет количество смеси и ее состав. На холостом ходу и малых нагрузках смесь надо обогащать. При повышении нагрузки от холостого хода до среднеексплуатационных режимов смесь надо обеднять. При дальнейшем повышении нагрузки до полной топливовоздушную смесь снова надо обогащать. Пределы изменения состава смеси для широкого диапазона работы $\alpha_{min} \approx 0,5$, $\alpha_{max} \approx 1,3$.

Карбюратор должен обеспечивать удовлетворение основных требований:

1. Достижение в зависимости от режима работы такого сочетания количественного и качественного состава и регулирования смеси, при котором создаются оптимальные условия эксплуатации (наибольшая мощность, экономичность и наименьшая токсичность).

2. Максимально возможное равномерное распределение топлива в воздушном потоке на всех режимах работы двигателя, во всех цилиндрах.

3. Надежный запуск двигателя при разных температурах и устойчивая работа на холостом ходу и малых нагрузках.

4. Возможность изменения регулировки карбюратора в зависимости от состояния двигателя и условий эксплуатации.

5. Сохранение установленной регулировки.

6. Простота и надежность конструкции.

Идеальный карбюратор

Установившийся режим работы двигателя определяется частотой вращения коленвала n , положением дроссельной заслонки λ и коэффициентом избытка воздуха α . Карбюратор, обеспечивающий характеристики

оптимального регулирования двигателя на всех режимах работы, называется идеальным карбюратором.

Системы питания с карбюраторами не удовлетворяют жестким требованиям по токсичности отработавших газов при одновременном повышении крутящего момента двигателя и сохранении или незначительном увеличении прежней топливной экономичности.

Основной причиной недостатков карбюраторных систем питания является то, что по впускному трубопроводу, соединяющему карбюратор и цилиндры, поступает уже приготовленная смесь. Пока она поступит в цилиндры, ее состав изменится (за счет того, что часть бензина осядет на стенках впускного трубопровода). Поскольку в большинстве случаев длина впускных трубопроводов от карбюратора к цилиндрам разная, состав смеси в отдельных цилиндрах будет неодинаков. Устранить эту причину недостатков можно, если смесь готовить непосредственно около каждого цилиндра. При отсутствии карбюратора впускной трубопровод можно оптимально сконструировать, благодаря чему достигается лучшее наполнение цилиндров, что приводит к более благоприятной характеристике крутящего момента двигателя.

При впрыске бензина не требуется устанавливать диффузоры во впускном тракте, и поэтому гидравлическое сопротивление системы впуска значительно меньше, чем в случае применения карбюратора, что повышает наполнение цилиндра двигателя и его мощностные показатели. Этому способствует отсутствие необходимости подогрева впускного тракта.

В двигателях с впрыском бензина достигается большая однородность состава смеси в отдельных цилиндрах, вследствие более точной дозировки топлива, подаваемого в каждый цилиндр. Имеется возможность использования топлив с несколько меньшим (на 2...3 единицы) октановым числом, а также более тяжелых топлив (благодаря принудительному распыливанию). К достоинствам впрыска в цилиндр относятся независимость протекания процесса смесеобразования от положения двигателя, надежный и быстрый пуск при низких температурах.

При впрыске топлива в результате более равномерного, по сравнению с карбюраторным смесеобразованием, распределения состава смеси по цилиндрам уменьшается количество токсичных компонентов в ОГ.

Впрыскивающие топливные системы делятся:

- по месту подвода топлива;
- по способу подачи топлива (периодическое или непрерывное);
- по типу узлов, дозирующих топливо (плунжерными насосами, дозирующими распределителями клапанного типа или золотникового, дозирующими форсунками с электромагнитным или электронным управлением, с регулируемым давлением топлива), по способу регулирования количества смеси (пневматическим, механическим, электронным);

- по основным параметрам регулирования (разрежению во впускной системе, углу поворота дросселя, часовому расходу топлива);

-по величине давления впрыска (низкое 400...500 кПа, высокое 1000...1500 кПа). Одной из причин, ограничивающих широкое применение впрыска легкого топлива, является сложность регулирования его подачи в зависимости от режима работы двигателя. Впрыск топлива обеспечивается двумя системами:

- подачи топлива - в нее входят топливный насос, фильтры, редукционный клапан, форсунки, арматура;

- регулирования подачи топлива, к которой относятся устройства (механические или электронные), определяющие количество впрыскиваемого топлива за цикл или при непрерывном впрыске за единицу времени. При этом сигналы датчиков частоты вращения, разрежения на впуске, нагрузки, температуры и другие, обрабатываются в компьютере, определяющем режим впрыска и управления им.

Впрыск легкого топлива во впускной трубопровод

Имеется пять типов систем впрыска топлива бензиновых двигателей:

- центральная, периодически впрыскивающая топливо, - Моно-Джетроник;
- непрерывно впрыскивающая топливо - механическая, К-Джетроник;
- периодически впрыскивающая топливо - L-Джетроник;
- комбинированная система управления впрыском топлива и зажиганием - Моноотроник.

Система впрыска Моно-Джетроник

Представленная на рис. 8 система представляет собой электронно-управляемую систему впрыска, в которой топливо впрыскивается во впускной трубопровод электромагнитной форсункой, расположенной перед дроссельной заслонкой. Распределение топливовоздушной смеси по цилиндрам происходит, как и в случае применения карбюратора - через впускной трубопровод.

Систему можно разделить на три подсистемы:

- подачи топлива;
- определения рабочего режима;
- обработки данных.

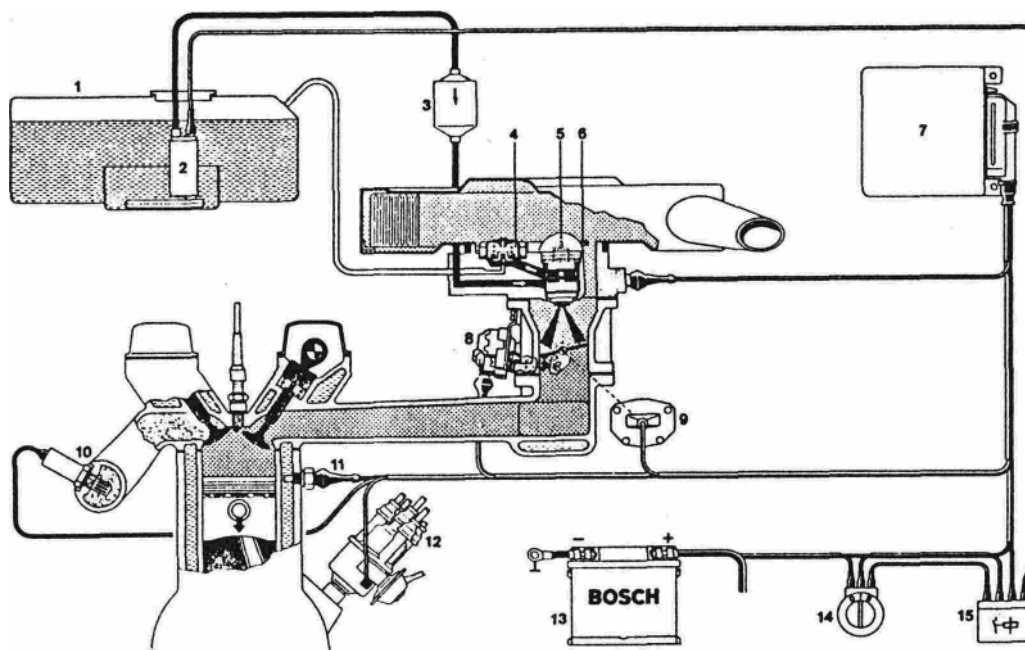


Рис. 8. Система впрыска Моно-Джетроник:

1 - топливный бак; 2 - насос; 3 - фильтр; 4 - регулятор давления; 5 - форсунка; 6 - модуль впрыска; 7 - блок управления; 8 - термоавтомат управления дроссельной заслонкой; 9 - датчик положения дроссельной заслонки; 10 - лямбда-зонд; 11 - датчик температуры двигателя; 12 - прерыватель-распределитель; 13 - аккумуляторная батарея; 14 - выключатель зажигания; 15 - реле

Топливо подается из бака 1 насосом 2 через фильтр 3 к центральному модулю впрыска. Он располагается перед дроссельной заслонкой и состоит из регулятора давления 4 и форсунки 5.

Подсистема определения рабочего режима включает в себя датчики, установленные на двигателе и посылающие электрические сигналы в блок управления. Датчик положения дроссельной заслонки посылает в блок управления сигнал, соответствующий углу поворота дроссельной заслонки. Датчик представляет собой потенциометр. На основании этого сигнала рассчитывается количество топлива, необходимое двигателю на данном рабочем режиме. Во всем диапазоне частичных нагрузок система впрыска должна готовить смесь одинакового состава (на 14,7 кг воздуха - 1 кг топлива - стехиометрический состав).

Блок управления по сигналам с датчика распознает конечные положения дроссельной заслонки. Когда дроссельная заслонка закрыта, смесь обогащается (увеличивается подача топлива) на режиме холостого хода или прекращается и возобновляется подача топлива на режиме принудительного холостого хода. Когда дроссельная заслонка полностью открыта, смесь обогащается на режиме полной мощности. С помощью блока управления определяется масса воздуха, поступившего в двигатель. При повышении температуры окружающей среды она уменьшается, при понижении - увеличивается. Таким образом, если не использовать сигнал описываемого датчика для коррекции рассчитанного

количества топлива, при повышении температуры будет готовиться обогащенная смесь, при понижении - обедненная.

Обработка данных происходит в цифровом блоке управления. На основании полученного значения из памяти данных выбирается величина расхода топлива с учетом режима работы двигателя. Она, в свою очередь, корректируется в зависимости от температуры двигателя. По полученному значению рассчитывается командный импульс для форсунки. Рассчитываются время открытия форсунки, время открытого состояния ее и время закрытия форсунки. Если требуется обогатить смесь, форсунка открывается на более длительное время, если обеднить - на более короткое. Импульсы выдаются на форсунку с частотой искрообразования в системе зажигания.

Форкамерно-факельное смесеобразование

При факельном зажигании небольшая порция обогащенной смеси воспламеняется от искры в камере малого объема. Возникшее пламя с большой скоростью выбрасывается в виде факела через сопло дополнительной камеры в основную камеру сгорания. Факел служит многоочаговым источником воспламенения и турбулизации основной порции горячей смеси в надпоршневом пространстве, что обуславливает сгорание обедненных смесей.

Повышая экономичность двигателя на частичных нагрузках, форкамерно-факельное зажигание допускает повышение степени сжатия при искровом зажигании до значения, близкого или равного степеням сжатия дизелей (это для газовых двигателей). У существующих конструкций газовых двигателей объем форкамеры составляет 3...7% от объема основной камеры сгорания.

Основные способы смесеобразования в дизелях

Основным способом смесеобразования является объемное смесеобразование. Основное требование при этом таково: топливные струи из сопла центральной форсунки развиваются в объеме воздушного заряда КС, образованной между крышкой цилиндра и головкой поршня так, чтобы горящие факелы не имели контактов с поверхностями КС.

Применяются также другие способы смесеобразования:

объемно-плечное, при котором до 40...60% топлива за время τ_i направляется на горячие стенки КС, сформированной в головке поршня, а остальная часть топлива распыливается в объеме КС; для интенсификации процесса смесеобразования-сгорания используется вихревое движение заряда в КС;

плечное, при котором до 85...90% топлива наносится на горячие стенки КС, а остальное топливо распыливается в объеме КС. Для интенсификации процесса смесеобразования используется вихревое движение заряда, втекающего из надпоршневого пространства при подходе поршня к ВМТ, и большая скорость истечения топливовоздушной смеси из горловины в надпоршневое пространство после прохождения ВМТ.

В зависимости от способа смесеобразования различают три конструктивных типа КС дизелей: неразделенные, полуразделенные и разделенные (рис. 9).

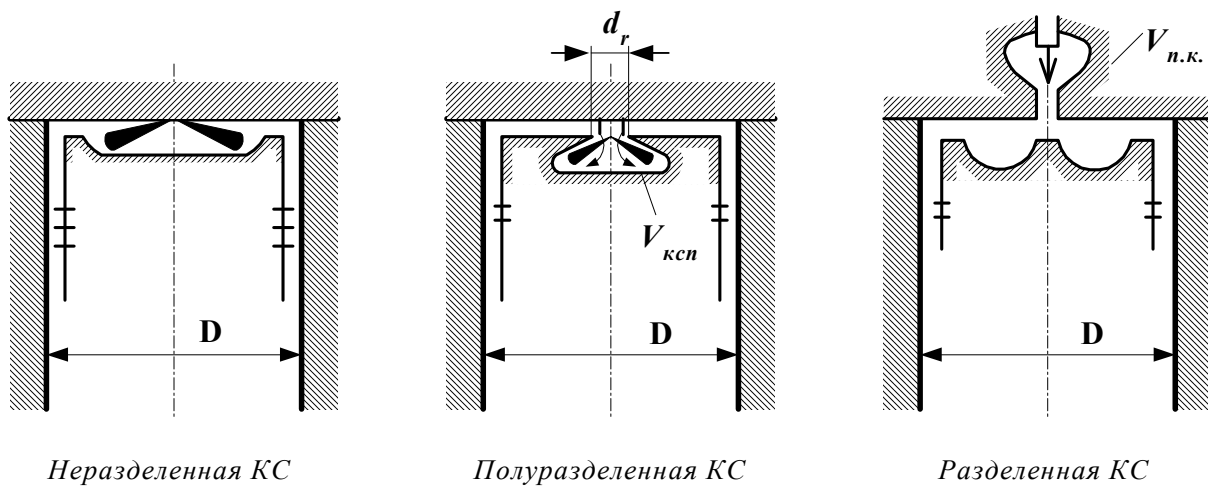


Рис. 9. Типы камер сгорания дизелей

Сгорание в двигателях с искровым зажиганием

Во всех двигателях с принудительным воспламенением топлива в конце хода сжатия цилиндр заполнен сжатой смесью воздуха с испаренным или газообразным топливом и примесью остаточных газов. Эта смесь воспламеняется в одной или нескольких точках в зависимости от числа свечей в цилиндрах.

При нормальной работе двигателя воспламенение смеси происходит от искры в определенный момент в конце сжатия. Запал рабочей смеси происходит в момент, соответствующий по коленчатому валу некоторому углу θ до ВМТ. Этот угол носит название угла опережения зажигания. Как замечено, начало видимого сгорания никогда не совпадает с моментом проскакивания искры между электродами свечи.

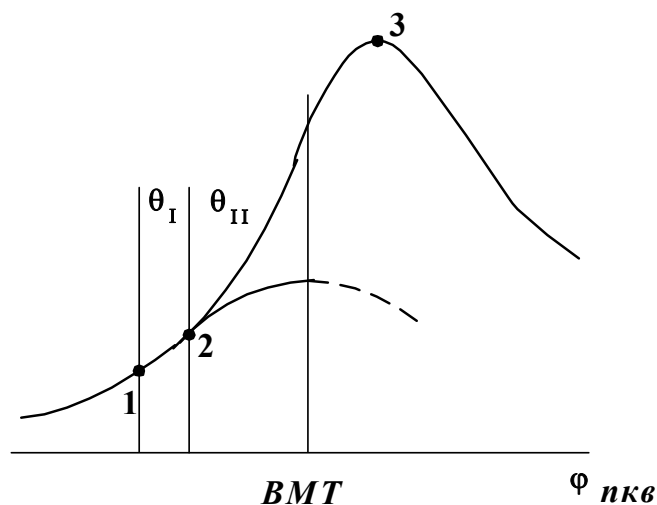


Рис. 10. Индикаторная диаграмма сгорания

При позднем зажигании уменьшаются:

- полезная работа,
- потери, связанные с теплоотдачей в стенки цилиндра,
- температура и давление газов в цилиндре,
- возможность детонации.

Ввиду того что в действительном цикле рабочая смесь не сгорает мгновенно, для получения наиболее полной диаграммы, а следовательно, и мощности необходимо зажигание производить не в ВМТ, а несколько раньше. Очевидно, что при различных скоростях сгорания смеси должны устанавливаться различные углы опережения зажигания для получения индикаторной диаграммы с наибольшей полезной площадью: чем скорость зажигания меньше, тем раньше следует зажигать смесь.

Угол опережения зажигания должен быть тем больше, чем больше длительность начальной фазы сгорания – от точки 1 – образование искры до точки 2 – начала горения, а также чем медленнее развивается сгорание в основной фазе.

В современных быстроходных двигателях легкого топлива со степенями сжатия $\varepsilon=8...9$ максимальная мощность обычно соответствует достижению максимума давления при $\theta = 12...15^\circ$ после ВМТ, при этом длительность основной фазы сгорания составляет примерно $25...30^\circ$ п.к.в.

Необходим определенный промежуток времени для прохождения предварительных окислительных реакций, после чего начинается заметное повышение давления за счет сгорания. Этот промежуток времени различен для различных топлив и зависит от эксплуатационных и конструктивных факторов (температуры, давления, состава смеси, числа оборотов, дросселирования и т. д.) – период скрытого сгорания (точки 1 и 2, рис. 10). В этот период возникают небольшие очаги реакции горения.

При оценке продолжительности протекания процесса сгорания не следует смешивать два понятия: скорость сгорания и скорость распространения фронта пламени. В то время, как последняя, выражаемая в м/с, характеризует быстроту перемещения фронта пламени от места запала, скорость сгорания характеризуется продолжительностью протекания процесса сгорания в с: от момента зажигания смеси до образования конечных продуктов сгорания.

Далее от точки 2 начинается резкое повышение давления вследствие начавшегося бурного сгорания топлива. За это время пламя, двигаясь от места запала, распространяется по всей камере сгорания до максимального давления в точке 3 – это фаза эффективного (видимого) сгорания. Максимальная работа цикла, мощность и экономичность бензинового двигателя при прочих равных условиях достигаются при такой организации процесса сгорания, когда точки 2 и 3 – начала и конца основной фазы – будут располагаться симметрично ВМТ.

За точкой 3 сгорание имеет место и далее на линии расширения-догорания топлива.

Начиная с момента воспламенения, пламя распространяется от свечи по всему пространству КС по концентрическим поверхностям (сферам) с некоторой переменной скоростью, зависящей от температуры и давления смеси, а также от интенсивности завихрения и α . По мере удаления от свечи скорость движения фронта пламени возрастает, достигая от 20...40 м/с до 60...80 м/с.

В первой фазе периода сгорания газы в цилиндре имеют невысокие температуру и давление, что приводит к небольшому выделению теплоты, чтобы можно было обнаружить на индикаторной диаграмме. За границу раздела между основной и завершающей фазами сгорания в карбюраторных двигателях принимают момент достижения максимума давления на индикаторной диаграмме. Сгорание при этом не заканчивается, и температура газов в цилиндре продолжает возрастать, достигая максимума в точке 2.

В двигателях с искровым зажиганием и в дизелях смесь не бывает однородной по температуре и составу, в связи с чем предпламенные реакции всегда развиваются неодинаково в отдельных частях смеси. В зависимости от степени кинетической однородности нагретой смеси и особенности развития в ней предпламенных реакций скорость распространения воспламенения от возникающих первичных очагов может колебаться в пределах от нескольких десятков метров в секунду до сверхзвуковой, т.е. это схоже с распространением детонационной волны.

Ударные волны в КС возникают в результате быстрого развития завершающих стадий предпламенных реакций в очагах самовоспламенения. Процесс завершения сгорания в результате самовоспламенения части рабочей смеси, сопровождающийся возникновением ударных волн, который стимулирует самовоспламенение остальной несгоревшей смеси, составляет основную сущность детонационного сгорания.

Факторы, влияющие на процесс сгорания

На скорость сгорания и выделение тепла влияет состав смеси. Минимальные значения φ_3 , θ_1 , θ_{11} и P_{max} достигаются при $\alpha = 0,85...0,9$ – наибольшей скорости распространения пламени и интенсивности тепловыделения, т.е. при максимальной мощности. При $\alpha > 0,9$ возрастает длительность θ_1 , что вызывает необходимость увеличить φ_3 . В современных двигателях при $\varepsilon=8$ при почти полном открытии дроссельной заслонки $\alpha_{зк}$ колеблется в пределах 1,15...1,2.

По мере уменьшения мощности двигателя путем дросселирования снижаются начальное и конечное давления сжатия и увеличивается степень разбавления рабочей смеси остаточными газами.

Неудовлетворительное протекание сгорания на режимах малых нагрузок и необходимость при этом обогащения смеси являются одним из главных

недостатков бензинового двигателя, приводящего к перераспределению топлива и выбрасыванию в атмосферу отработавшими газами значительного количества CO и не полностью сгоревших углеводородов C_xH_y .

С увеличением ε повышаются P и T рабочей смеси и уменьшается концентрация остаточных газов. При этом создаются более благоприятные условия для воспламенения смеси искрой, сокращается длительность начальной фазы сгорания, расширяются пределы обеднения смеси.

Большие P и T сжатой смеси способствуют повышению скоростей сгорания в основной фазе, но в то же время при больших ε увеличивается отношение поверхности КС к ее объему, вследствие чего возрастает относительное количество смеси в пристеночных слоях, т.е. увеличивается доля смеси, догорающей в третьей фазе. Это приводит к тому, что в двигателях с большими ε уменьшаются оптимальные углы опережения зажигания, сокращается продолжительность сгорания до момента достижения P_z , P_z сближается с ВМТ, но одновременно понижается коэффициент активного тепловыделения в точках P_z , T_z и возрастает значение процесса догорания.

При повышении частоты вращения сокращается время на развитие сгорания. Если при постоянном составе смеси повышать число оборотов, сохраняя φ_3 постоянным, то будет наблюдаться более позднее развитие процесса сгорания по циклу.

При соответствующем увеличении φ_3 можно добиться того, что линии повышения давления в основной фазе сгорания при разных оборотах двигателя будут совпадать. С увеличением оборотов увеличивается длительность фазы сгорания θ_{III} , но сниженная с этим эффективность тепловыделения компенсируется уменьшением теплоотдачи в стенки из-за сокращения времени нахождения в цилиндре газов с высокими температурами.

Увеличение турбулизации

Для улучшения сгорания и снижения токсичности используются:

- интенсификация искрового зажигания путем применения транзисторных и тиристорных схем, что позволяет расширить пределы эффективного обеднения смеси на малых нагрузках и переходных режимах, снижая расход топлива и выбросы CO, C_xH_y ;

- завихрение рабочего заряда в цилиндре и тангенциальный впуск заряда – для сокращения длительности сгорания;

- расслоение рабочего заряда: в зоне свечи – обогащенная смесь, а по мере удаления – обедненная. Это достигается организацией либо вихревого впуска, либо раздельного впуска обогащенной и обедненной смеси. Для этого может служить разделенная камера с форкамерно-факельным зажиганием. В основной камере смесь воспламеняется факелом из форкамеры сгораемой обогащенной смеси. Это эффективно на частичных нагрузках обедненных смесей ($\alpha > 1,5$).

Сгорание в дизелях

Анализ характера изменения давления, температуры и относительного количества поданного в цилиндр топлива дает возможность условно подразделить процессы воспламенения и сгорания топлива на четыре фазы (рис. 11).

Фаза 1 – период задержки воспламенения ($dq/d\varphi \rightarrow 0$) – характеризуется углом φ_i от начала топливоподачи точки **b** до начала видимого горения – резкого излома на кривых $P=f(\varphi)$ и $T=f(\varphi)$ точки **c**.

За период времени $\tau_i = \frac{\varphi_i}{6n}$ происходят процессы физико-химической подготовки топлива к самовоспламенению (предпламенной реакции). В период задержки воспламенения впрыскивается до 60...90% цикловой подачи топлива, которое частично испаряется и образует начальные очаги самовоспламенения.

Фаза II – период воспламенения и сгорания топлива (с–z) – продолжается от точки самовоспламенения до момента достижения максимального давления сгорания P_z , сопровождающийся интенсивным выделением теплоты ($dq/d\varphi \rightarrow \max$). Фаза характеризуется взрывообразным воспламенением и сгоранием топлива. Основным показателем интенсивности процесса сгорания в течение фазы II является скорость нарастания давления сгорания по углу пкв $\omega = dp/d\varphi$. Средняя скорость нарастания давления за фазу II составляет

$$\omega = (\Delta P / \Delta \varphi)_{cp} = (P_z - P_c) / (\varphi_z - \varphi_c).$$

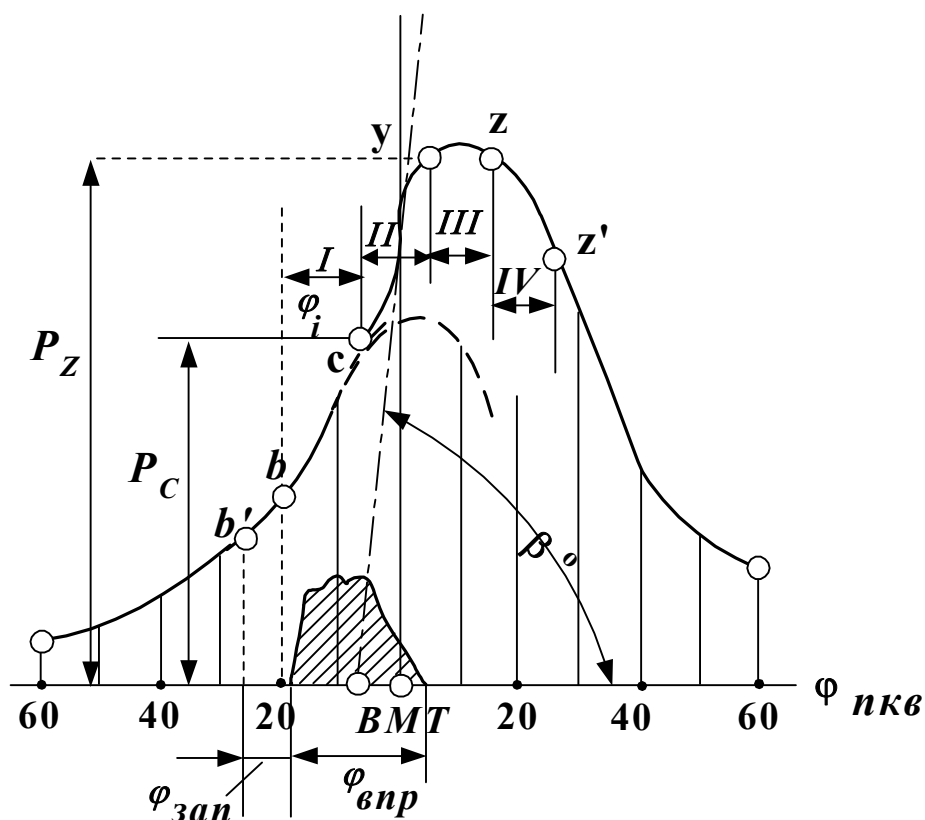


Рис. 11. Развернутая индикаторная диаграмма процесса сгорания

Фаза III – соответствует периоду от момента достижения P_z до момента получения наибольшей температуры цикла T_z , характеризуется наиболее интенсивным протеканием процесса сгорания по всему объему КС при наибольшей скорости выделения теплоты. $(dp/d\varphi)_{max}=const$.

Фаза IV – догорание топлива на линии расширения при непрерывно понижающихся значениях P и T от точки z до точки z' , того момента, когда доля выгоревшего топлива $x=f(\varphi)$ достигает значения $x=0,96...0,99$ от полного ($x=1$).

Догорание характеризуется отсутствием поступления топлива, уменьшением тепловыделения ($dq/d\varphi \rightarrow 0$) и скорости сгорания, а также возрастанием количества конечных продуктов сгорания.

Основными факторами, оказывающими наибольшее влияние на эффективность процесса сгорания, являются: малая продолжительность периода задержки воспламенения, осуществление фазы III при P_{max} и T_{max} , интенсификация догорания топлива, уменьшение продолжительности IV фазы.

Теплота, выделяющаяся при сгорании, используется для повышения внутренней энергии рабочего тела, а также для совершения работы. Сгорание топлива сопровождается неизбежными потерями теплоты на неполноту сгорания $Q_{н.с.}$, которая обусловлена следующими факторами: во-первых, часть поданного топлива не успевает сгореть на участке $c - z$ и, во-вторых, газы содержат некоторое количество продуктов неполного сгорания топлива.

Показателем качества теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, является коэффициент выделения теплоты

$$\chi = \frac{Q_n - (Q_{н.с} + Q_{дис.})}{Q_n},$$

где $Q_{дис}$ - потеря теплоты на диссоциацию.

Коэффициент χ зависит от совершенства процесса сгорания и возрастает от $\chi=0$ (в точке начала выделения теплоты) до $\chi=1$ (в конце процесса догорания топлива).

$Q_{дис}$ в дизелях обычно пренебрегают, так как наибольшая температура сгорания не превышает 2000 К.

Долю теплоты сгорания топлива Q_n , которую можно использовать для повышения внутренней энергии рабочего тела и совершения механической работы, оценивают коэффициентом использования теплоты

$$\xi = \chi - \frac{Q_w}{Q_n}.$$

Для произвольной точки процесса сгорания – расширения

$$\xi Q_n = \chi Q_n - Q_w.$$

Для конца видимого сгорания $\xi_z Q_n = \chi_z Q_n - Q_{wz}$.

Для конца процесса расширения $\xi_b Q_n = \chi_b Q_n - Q_{wb}$.

Рекомендуемые значения для дизелей $\chi_z = 0,7 \dots 0,8$; $\chi_b = 0,85 \dots 0,90$.

При расчетах рабочего цикла обычно задаются величиной $\lambda = P_z / P_c$. Зная значения $\lambda u T_x(T_{max})$, можно определить степень предварительного расширения $\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c}$.

Термодинамика сгорания в дизелях

Сгорание топлива в цилиндре сопровождается потерями теплоты: в охлаждающую воду Q_w , из-за неполноты сгорания $Q_{н.с.}$ и из-за диссоциации продуктов сгорания при высоких температурах $Q_{дис}$. В результате не вся теплота введенного в цилиндр топлива Q_n^I идет на совершение полезной работы на линии горения-расширения и на повышение внутренней энергии рабочего тела.

Коэффициентом использования теплоты при сгорании называется отношение

$$\xi = \frac{Q_n^I - Q_w - Q_{нс} - Q_{дис}}{Q_n^I}.$$

Как известно, в точке z сгорает только часть топлива X_z , поэтому коэффициент использования теплоты в точке z - ξ_z , как правило, меньше ξ .

Для цикла со смешанным подводом теплоты в соответствии с первым законом термодинамики теплота, образующаяся при сгорании 1 кг топлива,

расходуется на повышение внутренней энергии рабочего тела, а также на совершение работы расширения при $P=\text{const}$ на участке yz - L_{yz} и теплопередачу (рис. 12).

При решении уравнения баланса теплоты для процесса сгорания на участке cuz считается, что сгорание заканчивается в точке z , а тепловые эффекты реакций сгорания при температурах T_c и T_o одинаковы.

Уравнение сгорания

$$\frac{\xi_z Q_n^I}{\alpha L_o} + \left(C_{V_c} + 8,314\lambda \right) T_c + \gamma_r \left(C_{v_o}^{II} + 8,314\lambda \right) T_c = \beta_z (1 + \gamma_r) \bar{C}_{p_z}^{II} T_z,$$

где $\bar{C}_{v_c}^I, \bar{C}_{v_o}^{II}$ - мольные изохорные теплоемкости воздуха и остаточных газов при температуре T_c ;

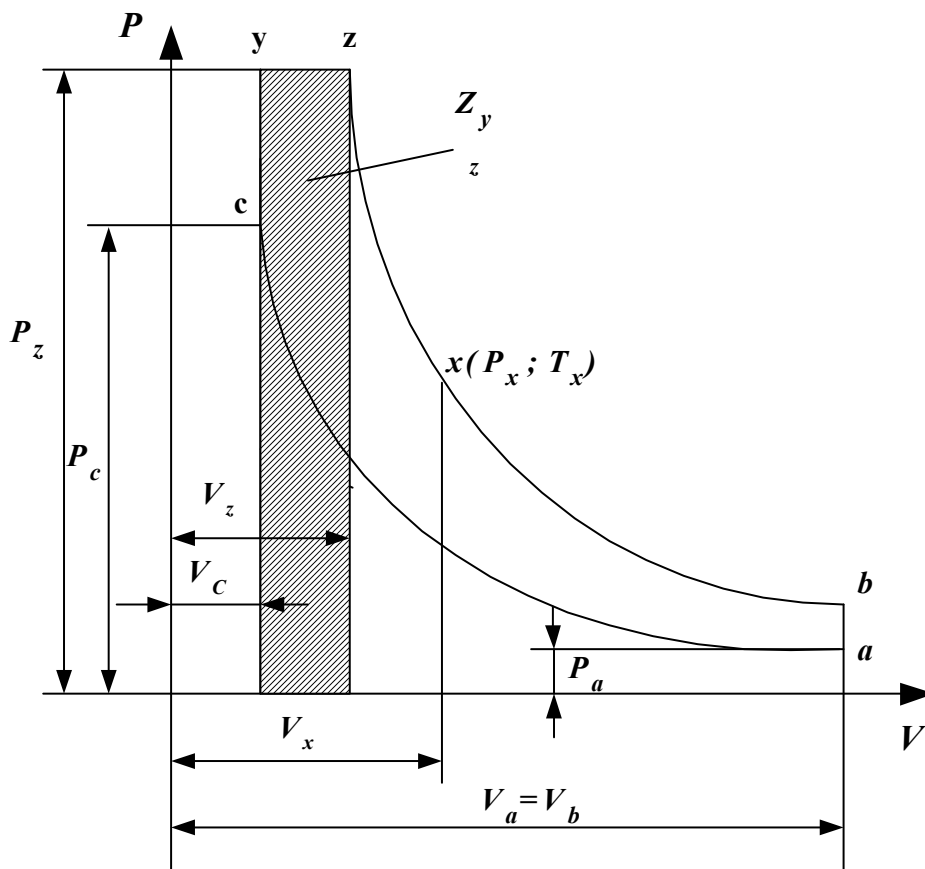


Рис. 12. Взаимосвязь параметров на линии сжатия и расширения

$\bar{C}_{p_z}^{II} = a_{p_z} + b_z T_z$ - мольная изобарная теплоемкость продуктов сгорания при температуре T_z .

После подстановки в уравнение сгорания значений ξ_z , Q_n^I , α , L_o , λ , T_c , γ_γ , β_z , $C_{v_c}^I$, $\bar{C}_{v_c}^{II}$ и выражения $\bar{C}_{p_z}^{II}$ уравнение приводится к виду $AT_z^2 + BT_z - C = 0$ и решается путем нахождения корней уравнения или методом последовательных приближений при первоначальном значении $T_z \approx 1800$ К.

Термодинамика сгорания в двигателях с принудительным зажиганием

Наглядные представления о развитии во времени процесса использования теплоты сгорания в двигателе дают характеристики активного тепловыделения, построенные по углу φ п.к.в.

Скорость тепловыделения в основной фазе определяет быстроту нарастания давления по углу п.к.в ($dp/d\varphi$), соответственно динамику действия газовых сил, от чего зависит "жесткость" работы двигателя.

Величина $dp/d\varphi$ зависит от скорости протекания процесса в фазе быстрого сгорания. В двигателях с умеренными степенями сжатия $\varepsilon = 6 \dots 7$ наиболее высокие $dp/d\varphi$ составляют $0,1 \dots 0,12$ МПа 1° п.к.в. При более высоких степенях сжатия $\varepsilon = 9 \dots 10$ скорость повышения давления достигает $0,15 \dots 0,25$ МПа 1° п.к.в.

Связь между сгоранием и использованием теплоты определяется характеристиками активного тепловыделения.

$$\chi = \frac{\Delta U + \int p dV}{Q}.$$

При работе на обедненных смесях значения χ в точке P_z не превышают 50%, и процесс догорания более растянут. При значениях $\alpha > 1$ $Q = Q_n(H_u)$, а при $\alpha < 1$ $Q = Q_n - (\Delta Q_n)_{хим}$, $Q = Q_n(H_u) - \Delta Q_{н.хим}(\Delta H_u)_{хим}$.

В случае карбюраторных двигателей при термодинамическом расчете рабочего процесса принимается, что сгорание происходит почти мгновенно при постоянном объеме камеры сжатия V_c , т.е. действительная кривая заменяется изохорой c_z . При этом газы в период сгорания не совершают внешней работы, и вся выделяющаяся теплота расходуется на увеличение их внутренней энергии (рис.13).

В двигателе с принудительным зажиганием основная часть использованной теплоты подводится во второй фазе (до P_z). $\xi_p = (0,8 \dots 0,85) \xi_{max}$. На рис. 14 $\xi = 0,9$, положение максимума соответствует 50° п.к.в после ВМТ, а в двигателях с высоким η_i продолжительность сгорания φ_z составляет не более $40 \dots 45^\circ$ угла п.к.в. при работе на стехиометрической смеси.

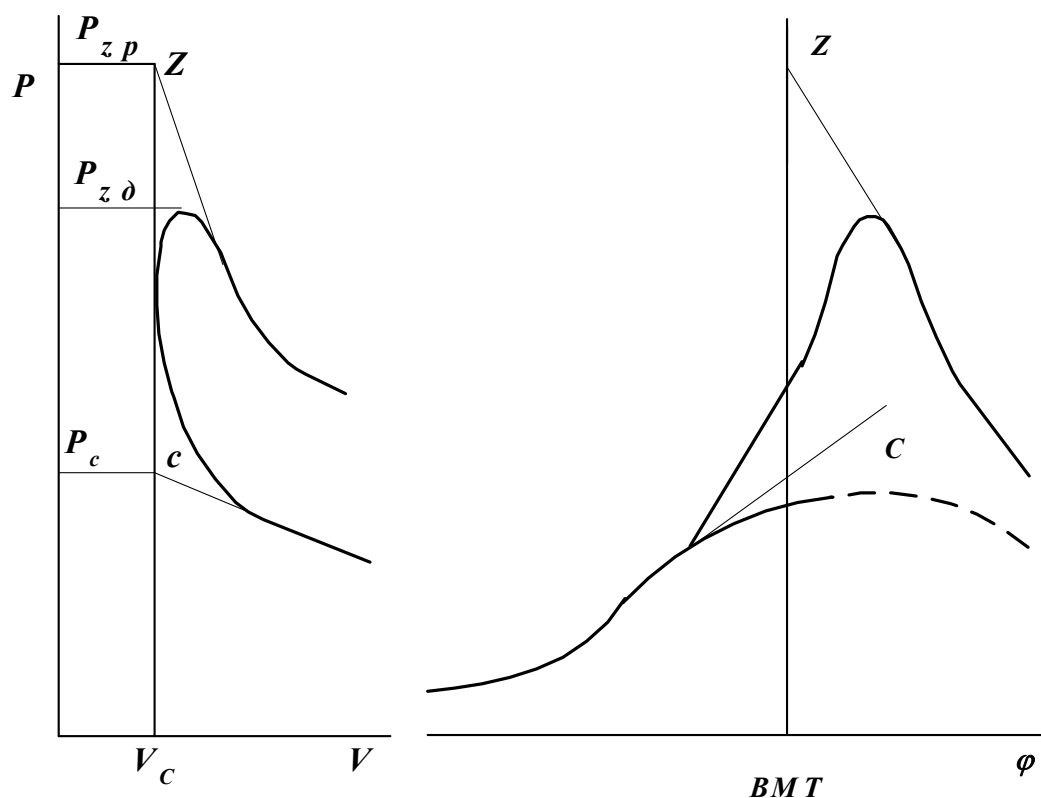


Рис. 13. Участок видимого сгорания

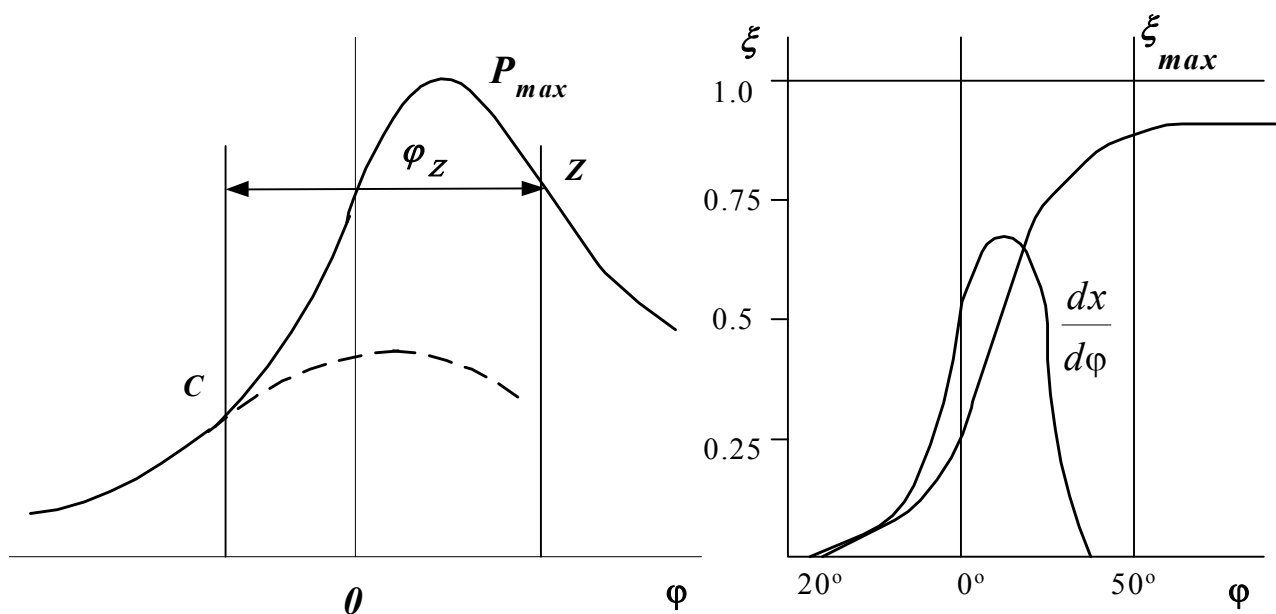


Рис. 14. Протекание характеристик динамики тепловыделения

Основная часть теплоты подводится вблизи ВМТ. В действительном цикле нецелесообразно добиваться подвода теплоты строго при $V=\text{const}$ ввиду нежелательного повышения скорости нарастания и максимума давления при сокращении продолжительности сгорания $\varphi_{zonm} = 40 \dots 60^\circ$ п.к.в.

В любом случае (сгорание $V=\text{const}$ - карбюраторный двигатель, и по смешанному циклу - дизель) общие потери теплоты вследствие его неполноты и несвоевременности, а также из-за диссоциации и теплоотдачи в стенки учитываются коэффициентом использования теплоты сгорания ξ , определяемым опытным путем. Для 1 кг топлива имеем

$$\begin{aligned}\xi_{\max} Q_n &= U_{z(\max)} - U_c + I_{ziz}, \\ I_{ziz} &= P_z V_z - P_{zi} V_c.\end{aligned}$$

Для бензиновых и газовых двигателей $V=\text{const}$ и, следовательно, $I_{ziz}=0$, уравнение сгорания примет вид

$$\frac{\xi_{\max} H_u}{(1 + \gamma_k) M_1} + \frac{U_c + \gamma_r U_c^{11}}{1 + \gamma_r} = \mu U_z^{11},$$

где U_z^{11} и U_c^{11} - внутренняя энергия 1 моля продуктов сгорания при температурах в точках Z и C;

M_1 - количество свежего заряда.

При $\alpha < 1$ (обогащенная смесь) часть теплоты сгорания топлива не используется из-за невозможности полного сгорания вследствие недостатка кислорода. Для этого необходимо в уравнение сгорания вместо H_u подставить $H_u - (\Delta H_u)_{хим}$, тогда уравнение сгорания примет вид

$$\frac{\xi_{\max} [H_u - (\Delta H_u)_{хим}]}{(1 + \gamma_r) M_1} + \frac{U_c + \gamma_r U_c^{11}}{1 + \gamma_r} = \mu U_z^{11},$$

где $(\Delta H_u)_{хим} = A(1 - \alpha)L_o$ Дж/кг при $K=0,5-0,45$ $A=114 \cdot 10^6$, при $K=0,3$ $A=116 \cdot 10^6$.

Уравнение сгорания для газовых двигателей отличается тем, что теплота сгорания топлива должна быть отнесена к 1 кмоль газообразного топлива. Поэтому в член, содержащий H_u вводится объем моля, равный 22,4 м³ при 0 °С и давлении 0,1 МПа. Тогда, при условии $\alpha > 1$ уравнение сгорания газа можно написать так:

$$\frac{22,4 \xi_z H_u}{(1 + \gamma_r) M_1} + \frac{U_c + \gamma_r U_c^{11}}{1 + \gamma_r} = \mu U_z^{11}.$$

По уравнениям сгорания определяется $T_{\max}(T_z)$.

Для подсчета теплоемкостей и внутренних энергий воздуха и продуктов сгорания, необходимых для определения T_z (методом подбора), следует воспользоваться следующими таблицами:

1. Средней мольной теплоемкости газов μC_v при $V=\text{const}$ (кДж/кмоль·°С).
2. Внутренней энергии газов U (МДж/кмоль).
3. Теплоемкости продуктов сгорания (кДж/кмоль·°С).
4. Внутренней энергии продуктов сгорания U (МДж/кмоль).

Для цикла карбюраторного двигателя

$$V=\text{const}, \lambda = \mu_g T_{\max(z)}/T_c \quad P_{\max(z)p} = \lambda p_c.$$

Коэффициент использования теплоты для карбюраторного двигателя $\xi = 0,85 \dots 0,9$;

для газового двигателя $\xi = 0,80 \dots 0,85$.

Действительное значение $P_{\max(z)}$ бензиновых и газовых двигателей равно $P_{\max(z)\text{действ}} = \varphi_z P_{\max(z)\text{расч}}$, где φ_z - эмпирический коэффициент снижения давления, учитывающий увеличение объема КС к моменту достижения P_z и равный 0,85.



ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Перечислите основные требования к процессу смесеобразования.
2. Что такое карбюрация?
3. Опишите различные формы смесеобразования в дизелях и влияние на них типов камер сгорания.
4. Перечислите основные фазы процесса сгорания в карбюраторных двигателях и дизелях.
5. Что такое детонационное сгорание?
6. Что такое калильное зажигание?
7. Что такое период задержки воспламенения и каково его влияние на процесс сгорания в дизеле?
8. Как определить давление и температуру в конце сгорания?

3.2.3. Показатели рабочего цикла и двигателя. Системы питания и наддува

При работе с данным разделом Вам предстоит:

- 1) Изучить теоретический материал названной темы.
- 2) Ответить на вопросы для самопроверки.
- 3) Ответить на вопросы тренировочного теста № 3.
- 4) Ответить на вопросы контрольного теста № 3.

Изучаемые вопросы:

Показатели рабочего цикла. Индикаторные и эффективные показатели двигателя. Тепловой баланс

Индикаторные и эффективные показатели рабочего цикла двигателя

Для оценки процессов, происходящих в цилиндре двигателя, используются так называемые индикаторные показатели: индикаторная мощность N_i , среднее индикаторное давление p_i , индикаторный КПД η_i и индикаторный расход топлива g_i .

Конечными (эффективными) показателями, характеризующими работу и экономичность двигателя являются: эффективная мощность N_e , среднее эффективное давление p_e , эффективный КПД η_e , и удельный эффективный расход топлива g_e .

Эффективные и индикаторные показатели связаны между собой через показатели, характеризующие механические потери: мощность механических потерь P_m , среднее давление механических потерь p_m , механический КПД η_m .

Полная работа цикла

Полная работа расчетного цикла (рис.15) L_i^I может быть определена как разность работ на линии горения-расширения $L_2 = V_s P_2$ и на линии сжатия $L_1 = V_h P_1$

$$L_i^I = L_2 - L_1 = V_h (P_2 - P_1) = V_h p_{mi}^I,$$

где p_{mi}^I – среднее индикаторное давление расчетного цикла.

Используя ряд полученных ранее выражений для L_1 и L_2 , получим

$$L_i^I = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{L(1 + \gamma_r) T_a}{P_a} (P_2 - P_1).$$

Среднее индикаторное давление

Средним индикаторным давлением называют такое условное, постоянное по величине давление, которое, действуя на поршень, совершает работу за один его ход от ВМТ до НМТ, равную работе газа за рабочий цикл.



где $L_i^I = L_{vz} + L_{zb} - L_{ac}$ – работа цикла со смешанным подводом теплоты.

$$L_i^I = P_z V_z - P_z V_c + \frac{1}{n_2 - 1} (P_z V_z - P_b V_b) - \frac{1}{n_1 - 1} (P_c V_c - P_a V_a),$$

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

Среднее индикаторное давление действительного цикла будет

где ξ - коэффициент полноты индикаторной диаграммы;

для четырехтактных двигателей $\xi = 0,94 \dots 0,98$;

для двухтактных двигателей $\xi = 0,96 \dots 1,0$.

В двухтактных двигателях $p_{mi} = \xi p_i^I (1 - \psi_n)$.

Индикаторная мощность – секундная работа газов во всех цилиндрах

$$N_i = \frac{i V_h p_i n 10^6}{60 \cdot 10^3}.$$

Индикаторный КПД η_i - отношение индикаторной работы к теплоте, затраченной на получение этой работы:

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_u G_T}.$$

Подставив значение индикаторной работы действительного цикла

$$L_i = 8,314 \frac{L T_k}{\eta_n P_k} p_{mi}, \text{ получим } \eta_i = 8,314 \frac{\alpha L_o T_k}{\eta_n P_k H_u} p_i.$$

Удельный индикаторный расход топлива, кг/кВт

$$G_i = G_m / N_i.$$

$$\eta_i = \frac{3600 \cdot P_i}{H_u G_T} = \frac{3600}{H_u b_i}, \text{ после подстановки } \eta_i \text{ получим}$$

$$g_i = \frac{3600 \cdot \eta_n P_k}{8,314 \alpha L_o T_k p_i} = 433 \frac{\eta_n P_k}{\alpha L_o T_k p_i}.$$

Механические потери

В эффективную (полезную) работу на валу двигателя преобразуется только часть индикаторной работы газов в цилиндре. Некоторая часть индикаторной работы затрачивается на преодоление внутренних сопротивлений: потери на трение между деталями $p_{тр}$, насосные потери $p_{нас}$ (у 4-тактных ДВС), на привод вспомогательных механизмов $p_{всп}$, вентиляционные потери $p_{вент}$.

$$P_{мех} = p_{тр} + p_{нас} + p_{всп} + p_{вент}.$$

Мощность механических потерь определяется по формуле

$$P_m = i V_h z n 10^3 p_{мех} / 60.$$

Эффективные показатели

Между эффективными, индикаторными и показателями, характеризующими механические потери в двигателях, существуют следующие связи:

$$(N_e = N_i - N_m) \quad N_e = N_i - N_m; \quad p_e = p_i - p_{мех}.$$

Показателями экономичности работы ДВС служат эффективный КПД - η_e и удельный эффективный расход топлива g_e .

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_u G_T} = \frac{3600 N_e}{H_u G_T} = \frac{3600}{H_u b_e}; \quad g_e = G_T / N_e.$$

Механическим КПД η_M называется отношение эффективной работы (мощности) к индикаторной работе (мощности).

$$\eta_M = L_e / L_i = N_e / N_i = p_e / p_i;$$

$$\eta_e = \eta_M \eta_i; \quad g_e = (\eta_i / \eta_e) g_i = g_i / \eta_M.$$

В общем случае механический КПД комбинированного двигателя можно представить

$$\eta_M = \eta_M^{\partial e} - \delta_{нк} + \delta_m - \delta_k,$$

где $\delta_{нк}$, δ_m , δ_k - соответственно относительные работы приводного компрессора, турбины и компрессора.

Определение основных размеров рабочего цилиндра

Зная тип и назначение двигателя, его мощность, частоту вращения и определив значение p_e , можно подсчитать требуемые размеры S и D . Для этого задаются несколькими значениями средней скорости поршня c_m и находят соответствующие им значения хода поршня S по заданной частоте вращения n .

$$N_{eq} = 13,09 z D^2 S n p_e,$$

где $z = 1$ для 2-тактных двигателей,

$z = 1/2$ для 4-тактных двигателей.

Четырехтактные двигатели простого действия: $N_{eq} = 6,545 D^2 S n p_e$;

$D = 0,39 \sqrt{N_{eq} / S n p_e}$ - 4-тактные,

$D = 0,274 \sqrt{N_{eq} / S n p_e}$ - 2-тактные;

$S = 30 c_m / n$; c_m - средняя скорость поршня - главный критерий быстроходности.

$\mathcal{G} = z c_m p_e$ - показатель форсирования.

$N_n = N_{eq} / F_n$ - удельная поршневая мощность цилиндра (F_n - площадь поршня, м²).

$N_n = c_m p_e / 3$ - для четырехтактных двигателей, кВт/дм².

$G_e = G / N_e$ - удельная масса двигателя, кг/кВт.

$G_l = G / V_l$ - литровая масса двигателя, кг/л.

Для литровой мощности применяются выражения:

для газовых двигателей

$N_l = 0,000139 \alpha (H_u / L_o) (1/\tau) (\eta_i / \alpha) \eta_n n$ кВт/л,

для карбюраторных двигателей или дизелей

$N_l = 0,000139 (h_u / l_o) (1/\tau) \gamma_e (\eta_i / \alpha) \eta_n n$ кВт/л,

где τ – число тактов за цикл;

γ_v – удельный вес воздуха, поступающего в выпускной трубопровод.

$P_n = P_{ев}/F_n$ – удельная поршневая мощность цилиндра (F_n – площадь поршня, м²).

$P_n = c_m p_{me}/3$ – для четырехтактных двигателей, кВт/дм².

$G_e = G/P_e$ – удельная масса двигателя, кг/кВт.

$G_l = G/V_l$ – литровая масса двигателя, кг/л.

Тепловой баланс двигателя

Общее количество тепловой энергии, которое вводится в двигатель с топливом и определяется по низшей теплотворной способности последнего, не используется в двигателе полностью. В лучшем случае только 20...43% от всей располагаемой теплоты превращается в полезную эффективную работу, остальная же часть не используется, уходя в окружающую среду с отработавшими газами и пр.

Внешний тепловой баланс оценивает характер и величину потерь теплоты в двигателе на эксплуатационных режимах работы и дает возможность принять необходимые меры для снижения отдельных составляющих потерь теплоты; оценить теплонапряженность наиболее нагретых узлов и деталей; установить целесообразность использования теряемой теплоты в целях повышения КПД двигателя.

Тепловой баланс выражают в абсолютных единицах Q , кДж/ч, удельный q , кДж/ч, либо относительных (в процентах к количеству подводимой теплоты). На практике чаще всего пользуются удельным и относительным балансами теплоты. Запишем уравнение теплового баланса

$$q_m = q_e + q_{охл} + q_g + q_{ост},$$

где q_m – располагаемая теплота сгоревшего топлива;

q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя;

$q_{охл}$ – теплота, отводимая в охлаждающую среду;

q_g – теплота, отводимая с выпускными газами;

$q_{ост}$ – остаточный член баланса (невязка баланса), равный сумме неучтенных потерь.

Располагаемую теплоту определяют по эффективному удельному расходу топлива g_e , кг/кВт.ч и низшей теплоте сгорания топлива Q_n , кДж/кг.

$$Q_m = g_e Q_n.$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе, равна $Q_e = 3600 N_e$ кДж/кг.

Отношение Q_e/Q_m равно эффективному КПД двигателя η_e .

Теплота, отводимая в охлаждающую среду, равна

$$Q_{охл} = Q_g + Q_m = \frac{G_{охл}}{N_e} (t_2 - t_1) c,$$

где Q_g – теплота, отводимая в воду;

Q_m – теплота, отводимая в масло;
 $G_{охл}$ – расход жидкости, кг/ч;
 c – теплоемкость жидкости, кДж/(кг·°C).

Теплота, отводимая в охлаждающую среду, состоит из теплоты, отданной рабочим телом и теплоты, эквивалентной работе трения двигателя.

Теплота, израсходованная на потери трения, переходит в основном, в охлаждающую жидкость; теплота трения поршня и поршневых колец отводится через втулку цилиндра в воду, а теплота от трения в подшипниках уносится маслом. Теплоту трения не включают в тепловой баланс, кроме доли трения, не перешедшей в охлаждающую среду (учитывается остаточным членом баланса).

Теплота, отводимая выпускными газами, Q_z определяется, как разность энтальпий газов и поступающего в цилиндр свежего заряда.

$$Q_z = M g_e \overset{-11}{c_p} (T_z - T_o).$$

Потери теплоты из-за не полного сгорания топлива незначительны и включаются в остаточный член теплового баланса. Остаточный член теплового баланса $q_{ост}$ определяется как разность

$$q_{ост} = q_m - (q_e + q_{охл} + q_z)$$

и включает потери теплоты, эквивалентные неполному сгоранию топлива $q_{н.сг.}$, потерям на трение, не перешедшим в охлаждающую среду, кинетической энергии газов, $q_{к.э.}$ (если она не используется), лучеиспусканию двигателя в окружающую среду q_l , сумме ошибок от неточности измерения и неучтенных потерь теплоты.



ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Что такое среднее индикаторное и эффективное давления и как они определяются?
2. Что такое механические потери, их источники и составляющие?
3. Как определяется эффективная мощность?
4. Что такое тепловой баланс?
5. Перечислите состав системы питания карбюраторного двигателя.
6. Как осуществляется непосредственный впрыск бензина?
7. Перечислите состав топливной системы дизеля.
8. Перечислите методы повышения мощности двигателя.
9. Для каких целей служит наддув двигателей?
10. Назовите основные конструктивные элементы турбокомпрессора.

3.2.4. Режимы работы и характеристики автомобильных двигателей. Улучшение экологических характеристик.

При работе с данным разделом Вам предстоит:

- 1) Изучить теоретический материал данной темы.
- 2) Ответить на вопросы для самопроверки.
- 3) Ответить на вопросы тренировочного теста № 4.
- 4) Ответить на вопросы контрольного теста № 4.

Изучаемые вопросы:

Особенности режимов , на которых работают автомобильные двигатели.
Понятие характеристики и разновидности характеристик автомобильных двигателей. Экологические показатели и методы их улучшения

Транспортные двигатели эксплуатируются в условиях, требующих изменения в широких пределах скоростного и нагрузочного режимов работы. Для оценки эффективности функционирования двигателя при его работе на различных режимах и при различных значениях регулировочных параметров служат характеристики двигателя.

Характеристикой двигателя называется зависимость показателей двигателя от режима работы или от параметров, связанных с регулировкой его основных систем.

Режимы работы определяются нагрузкой и частотой вращения коленчатого вала.

Характеристики, представляющие собой зависимость показателей работы двигателя от частоты вращения при неизменном положении органа управления (дроссельной заслонкой – для карбюраторного двигателя, регулятором – для дизеля), называют скоростными.

Если положение органа управления соответствует максимальной подаче топлива или горючей смеси, то такая скоростная характеристика называется внешней.

Характеристику, полученную при работе двигателя с любым постоянным промежуточным положением органа регулирования, называют частичной скоростной характеристикой.

Внешняя скоростная характеристика двигателя позволяет определить его предельные мощностные показатели и оценить экономичность при полных

нагрузках. Эта характеристика является паспортной для большинства транспортных двигателей.

Нагрузочной характеристикой называется зависимость показателей двигателя от мощности или среднего эффективного давления при фиксированной частоте вращения коленчатого вала. По ней определяется предельная для данной частоты вращения мощность, а также оценивается экономичность работы двигателя при различных нагрузках.

Помимо этих характеристик для поршневого двигателя на практике широко используются так называемые регулировочные характеристики, представляющие собой зависимости показателей работы двигателя от регулируемого параметра (например, коэффициента избытка воздуха, угла опережения зажигания, угла опережения впрыскивания топлива и т. д.). Данные характеристики используются для определения оптимальных параметров работы систем топливоподачи и зажигания.

В реальной эксплуатации многие транспортные установки работают значительное время в условиях неустановившихся режимов, когда показатели и тепловое состояние двигателя изменяются во времени. Это имеет место при разгоне и торможении транспортного средства двигателем, при изменении нагрузки и частоты вращения и т.д. Доля неустановившихся режимов может быть меньшей или большей в зависимости от технологического цикла и условий эксплуатации.

В силу особенностей рабочих процессов двигателя и отдельных его систем на неустановившихся режимах показатели двигателя могут отличаться от полученных на установившихся режимах. Поэтому в ряде случаев анализ работы двигателя только по скоростным и нагрузочным характеристикам может оказаться не адекватным условиям реальной эксплуатации.

Для конкретной категории транспортных средств, на которых используется данный двигатель, можно выделить совокупность наиболее характерных режимов его работы. Так, например, для двигателей используемых на автомобилях, осуществляющих городские перевозки, характерны относительно большие периоды работы на режимах разгона, торможения двигателем, холостого хода и на частичных нагрузках. В то же время двигатели автомобилей, предназначенных для междугородных перевозок, большой период эксплуатации работают на установившихся режимах, близких к режиму номинальной мощности.

К экологическим показателям двигателей следует отнести такие, которые характеризуют прямое и косвенное воздействие на окружающую среду.

В отработавших газах (ОГ) присутствует очень большое количество химических веществ, из которых главное внимание уделяется так называемым токсичным составляющим CO, CH, NO_x и саже. Токсичными называются вещества, оказывающие вредное влияние на организм человека и окружающую среду.

Очень часто вся проблема экологического совершенства двигателей сводится к поиску способов снижения содержания этих токсичных веществ в ОГ. Безусловно, они вредны и их выбросы нужно снизить, но этим задача

экологического совершенствования ДВС не исчерпывается. В ОГ содержатся также канцерогенные вещества, соединения серы и свинца и множество других составляющих, которые по степени токсичности опаснее, чем CO, CH и NO_x.

Помимо ОГ источниками токсичности двигателей являются также картерные газы и испарение топлива в атмосферу. Наибольшее выделение токсичных веществ в атмосферу происходит с ОГ, поэтому уменьшению токсичности ОГ уделяется главное внимание.

Концентрацию токсичных компонентов в ОГ оценивают в объемных процентах, миллионных долях по объему и реже в миллиграммах на 1 л ОГ.

Диапазоны изменения количества токсичных компонентов в ОГ приведены в табл. 9.

Таблица 9

Количество токсичных элементов в ОГ

Наименование токсичного компонента ОГ	Дизель	Двигатель с искровым зажиганием
Оксид углерода CO, %	0,1...0,3	0,1...6,0
Оксиды азота, млн ⁻¹	50...2000	0...4000
Углеводороды, млн ⁻¹	10...200	50...1000
Сажа, мг/л	До 0,4	До 0,05

Комплекс европейских стандартов и правил включает в себя два вида испытаний: проверка автомобилей в эксплуатации и испытание автомобилей или двигателей на стендах. Испытания в эксплуатационных условиях проводятся по упрощенным методикам с использованием портативной аппаратуры. Автомобили с бензиновыми и газовыми двигателями испытывают на выброс CO и CH при минимальной и повышенной частотах вращения коленчатого вала на холостом ходу.

Автомобили с дизелями испытывают на дымность ОГ при свободном ускорении и максимальной частоте вращения вала на холостом ходу.

Более полную оценку токсичности и дымности ОГ автомобилей и двигателей проводят на заводах, при этом выполняются заданные совокупности режимов, называемые циклами.

В случае двигателей с искровым зажиганием для снижения токсичности ОГ рекомендуется использовать следующие мероприятия.

Повышение качества изготовления двигателей путем совершенствования технологических процессов и в первую очередь ужесточения технологических допусков на изготовление деталей, формирующих камеру сгорания, систему топливоподачи, впускные трубопроводы и систему зажигания. Это обеспечивает уменьшение различий степени сжатия в отдельных цилиндрах, улучшает распределение смеси по цилиндрам, позволяет существенно приблизиться к оптимальным составам смеси и углам опережения зажигания.

Улучшение конструкции поршневых колец уменьшает угар масла и, следовательно, снижает выброс CH и канцерогенных веществ.

Совершенствование систем питания и зажигания имеет исключительно большое значение. Для карбюраторов помимо повышения точности изготовления его основных деталей существенное значение имеют совершенствование систем пуска, прогрева и холостого хода, применение экономайзера принудительного холостого хода и т.п. Наилучшие результаты по снижению токсичности ОГ дает применение системы впрыскивания бензина.

Транзисторная система зажигания увеличивает энергию электрической искры, что улучшает воспламенение и позволяет работать на более бедных смесях. Микропроцессорное управление системой зажигания позволяет изменять угол опережения зажигания по сложному закону, обеспечивающему выполнение требований к процессу сгорания с точки зрения снижения токсичности ОГ и улучшения топливной экономичности.

Применение бензинов с малым содержанием тетраэтилсвинца, переход на газообразные топлива. Снижение или полный отказ от этилированных бензинов позволяет влиять на выброс соединений свинца и обеспечить требуемую долговечность каталитических нейтрализаторов. Перевод двигателя на газообразное топливо обеспечивает снижение выброса NO_x примерно в два раза, а также дает некоторое уменьшение концентрации CO. Это связано с тем, что при работе на газе возможно эффективное использование более бедных смесей, сгорающих при меньшей температуре, а также снижение неравномерности состава смеси по цилиндрам.

Нейтрализация отработавших газов – радикальный способ уменьшения токсичности ОГ. Для автомобильных двигателей наибольшее применение получили каталитические нейтрализаторы, в которых специальные вещества (катализаторы) ускоряют протекание реакций окисления CO и CH, а также восстановления NO_x .

В случае дизельных двигателей для снижения токсичности и дымности ОГ рекомендуются следующие мероприятия.

Совершенствование процессов смесеобразования и сгорания. Преимущество этого способа заключается в том, что одновременно со снижением дымности ОГ и содержания в них CO и CH улучшаются мощностные и экономические показатели двигателя. Однако интенсификация сгорания приводит к увеличению концентрации NO_x . Для снижения токсичности ОГ дизеля необходимо сокращать длительность задержки воспламенения и за этот период впрыскивать основную долю топлива, стремясь к тому, чтобы сгорание происходило в течение второй фазы с небольшой скоростью, а в завершающих фазах – с наибольшей возможной интенсивностью.

Существенное снижение токсичности ОГ можно получить путем наддува дизеля, увеличивая при этом обеднение смеси примерно до $\alpha_{\min}=2$.

Топливо и присадки. Чем больше в топливе легких фракций, тем лучше его испаряемость, а значит, более однородным будет состав смеси в камере сгорания, что приведет к снижению дымности ОГ и концентрации в них NO_x . Добавка к дизельному топливу в количестве до 1% антидымных присадок

позволяет при больших нагрузках в несколько раз понизить дымность ОГ и содержание в них альдегидов и бензпирена.

Использование спиртов в качестве добавок к дизельному топливу сопровождается значительным снижением дымности при одновременном уменьшении выбросов NO_x и CO . Однако выбросы CH при этом сильно возрастают.

Техническое состояние дизеля. Интенсивность дымления и токсичность ОГ сильно зависят от технического состояния и регулировок топливоподающей аппаратуры. Недопустимы подтекание топлива из распылителя, неправильная регулировка давления начала впрыскивания, зависание иглы распылителя и т.д. Правильная эксплуатация, т.е. поддержание дизеля в хорошем техническом состоянии, и стабильность регулировок топливной аппаратуры в сочетании с систематическим контролем дымности и токсичности ОГ позволяют снизить общий выброс токсичных веществ на 40%.

Каталитическая нейтрализация ОГ. В окислительных каталитических нейтрализаторах отработавшие газы дизеля проходят через слой катализатора, ускоряющего протекание окислительных реакций, т.е. превращение CO и CH в CO_2 и H_2O . В результате каталитической нейтрализации концентрация CO уменьшается на 85...90%, а CH – на 75...80%.

Фильтры и улавливатели сажи и твердых частиц являются эффективным средством снижения дымности ОГ дизелей. В фильтрах сажа и твердые частицы улавливаются при прохождении ОГ через фильтрующий элемент или путем их центрифугирования.

Для практической реализации задачи снижения шума двигателя следует рассмотреть, прежде всего, использование для этих целей виброизоляции и вибропоглощения, звукоизоляции и звукопоглощения. Совокупность этих методов и средств, при разумном их использовании, приводит к снижению шума двигателя. При конструировании ДВС с целью снижения шума возможно и необходимо использовать также такую организацию конструкции и рабочих процессов двигателей, которые обеспечивали бы минимальное акустическое излучение.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ



1. Что такое установившийся и неуставившийся режимы?
2. Какие виды характеристик двигателя Вы знаете?
3. Что такое скоростная характеристика двигателя и ее разновидности?
4. Что такое нагрузочная характеристика?
5. Какие бывают регулировочные характеристики?
6. Какие токсичные составляющие образуются в выхлопных газах автомобильных двигателей?
7. Каковы основные методы снижения токсичности и дымности?
8. Какими способами снижается токсичность и дымность двигателей?

3.2.5. Перспективы развития автомобильных двигателей

При работе с данным разделом Вам предстоит:

- 1) Изучить теоретический материал данной темы;
- 2) Ответить на вопросы для самопроверки.
- 3) Ответить на вопросы тренировочного теста № 5.
- 4) Ответить на вопросы контрольного теста № 5.

Изучаемые вопросы:

Перспективные конструкции автомобильных двигателей; их достоинства и недостатки

При современном развитии техники двигателестроения постоянно стоит вопрос о дальнейшем совершенствовании двигателей. По какому пойти пути? Конструктивно, существующие автомобильные двигатели дошли почти до предела. Главная цель: повышение топливной экономичности, ресурса и экологической безопасности с одновременным повышением удельной мощности. Идут несколькими путями: разработкой альтернативных топлив, присадок к существующим топливам, применением существующих более экологичных видов топлив, созданием адиабатных двигателей, широким внедрением электроники и созданием принципиально новых конструкций.

Наиболее перспективной заменой бензиновым и дизельным двигателям с экологических позиций является мотор, питающийся от так называемых топливных клеток. В качестве источника энергии он использует водород, поэтому выхлопные газы состоят преимущественно из водяного пара и не содержат веществ, загрязняющих окружающую среду. Лидером в области разработки топливных элементов является канадская компания Ballard Power Systems. Ее разработками заинтересовались германо-американский автогигант Daimler-Crysler и Ford Motor. Первый экспериментальный автомобиль с двигателем на топливных клетках – мини-вэн Necar-1 фирмы Ballard Power Systems и Daimler-Crysler представили в 1994 году.

Газовые двигатели

В связи с борьбой за чистоту окружающей среды в последнее время стали особенно уделять внимание газовым двигателям, транспортным и стационарным.

Для транспортных газовых двигателей получение газа обеспечивается двумя способами:

- непосредственным производством, путем газификации твердого топлива в газогенераторах;
- путем установки баллонов периодически наполняемых газом.

Газогенераторные машины используют различное газифицированное топливо: древесное, древесно-угольное, антрацитовое, солому, опилки и т.д.

В баллонах используют сжимаемые и несжимаемые газы.

Образование рабочей смеси в газовых двигателях обычно происходит путем непосредственного смешения газа с воздухом в приборах, называемых смесителями и устанавливаемых перед впускным коллектором двигателя.

Газогенераторной установкой называется совокупность всех агрегатов, предназначенных для выработки и подготовки газа, пригодного для использования в двигателе в качестве топлива.

Важнейшей частью газогенераторной установки является газогенератор, в котором из твердого топлива вырабатывается горючий газ. На выходе из газогенератора газ имеет высокую температуру и загрязнен водой, сажей и мелкими кусками обуглившегося топлива. Поэтому важнейшей принадлежностью транспортной газогенераторной установки является агрегат для очистки и охлаждения газа. Обычная схема газогенераторной установки включает в себя в порядке последовательности: газогенератор, грубый очиститель, охладитель, тонкий очиститель.

Исходным топливом газогенераторной установки могут служить разнообразные виды твердых горючих: дрова, древесный уголь, торф, кокс, антрацит, некоторые породы каменных углей, брикеты из опилок, соломы и др.

Поршневые двигатели внутреннего сгорания прошли длительный путь развития и достигли высокой степени совершенства. Необходимо отметить, что у современных поршневых двигателей в основном использованы возможности дальнейшего совершенствования их удельных, мощностных, экономических и весогабаритных показателей. Максимальные значения оборотов серийных двигателей достигают 6000-8000 оборотов в минуту. Ограничение роста числа оборотов объясняется увеличением инерционных сил, механических потерь, повышением механической и тепловой напряженности.

В настоящее время средние значения степени сжатия бензиновых двигателей находятся в пределах 6,5...8,5, достигая в некоторых случаях до 9...11. Дальнейшие повышения степени сжатия не могут привести к существенному увеличению индикаторного КПД и к повышению топливной экономичности. Кроме того, в этом случае усложняется конструкция двигателя, увеличиваются механические потери, повышается износ деталей, возникает детонация.

Однако, существует возможность увеличения роста термического КПД у поршневых двигателей за счет увеличения срабатываемого теплоперепада, создав, так называемый адиабатный двигатель. В этом случае тепло, образующееся при сгорании топлива, почти не отводится в охлаждающую среду. Такие работы проводились ЦНИДИ в 80-х годах XX века, но не дали существенных результатов. Теоретически это дает большой эффект, а реально – пока нет подходящих жаропрочных металлокерамических материалов, смазывающих масел и т.д. для деталей цилиндропоршневой группы.

Ограниченные возможности и недостатки поршневых двигателей приводят к необходимости частичной, а в некоторых случаях и полной их замене более

современными типами двигателей. Таким являются газотурбинные двигатели (ГТД). Они получили широкое распространение в авиации, судостроении и в оборонном транспортном машиностроении.

Газотурбинный двигатель отличается от поршневого большей агрегатной мощностью. Однако серийного выпуска наземных транспортных ГТД не производится в связи с тем, что они имеют следующие недостатки:

1. Низкий эффективный КПД вследствие значительных тепловых потерь и применения небольших степеней сжатия.

2. Ограничение возможности повышения эффективного КПД из-за высокотемпературного процесса, что ограничивает применение материалов лопаток турбины и сопловых аппаратов. Кроме того, применение регенеративных циклов, вынужденных устанавливать теплообменные аппараты и соединительные газопроводы усложняют конструкцию, увеличивают ее вес и стоимость. Чем меньше мощность, тем сильнее сказываются перечисленные недостатки.

3. Работа на переменных режимах сопровождается резким падением эффективного КПД.

4. Ограниченный срок службы лопаточных аппаратов, находящихся под воздействием высоких температур и больших инерционных нагрузок.

5. Ограниченный срок службы деталей высокоскоростных редукторов.

Теоретически газотурбинные двигатели по сравнению с поршневыми и роторными имеют значительные преимущества, но широкое практическое их использование ограничено из-за указанных выше недостатков.

Газотурбинные двигатели в транспортном машиностроении целесообразно использовать в тех областях, где требуется высокая мощность, не взирая на топливную экономичность (большие грузовые самосвалы, бронетанковая техника и др.).

Роторный двигатель

Начиная с 1958 г. большое внимание уделялось роторным двигателям, первые образцы которых были испытаны в лабораториях фирмы NSU (ФРГ) под руководством изобретателя Ф. Ванкеля.

Удачное решение кинематики роторного механизма, предложенное Ванкелем, позволило осуществить двигатель внутреннего сгорания с постоянным зажиганием смеси.

Роторные двигатели по сравнению с поршневыми имеют следующие преимущества: высокую быстроходность, компактность, малый удельный вес, значительную удельную мощность, низкие механические потери, простоту конструкции и механизмов привода, большую износостойкость, бесшумность в работе, быстрые и легкие пуск и остановку, простоту обслуживания в эксплуатации.

Имеются три принципиально отличных варианта осуществления рабочего процесса трохойдных двигателей: с вращающимся ротором, с вращающимся корпусом и с вращающимися корпусом и ротором одновременно.

Обычное применение нашли двигатели с вращающимся ротором, выполненным по внутренним огибающим и с неподвижным эпитрохонидным корпусом. Эти двигатели имеют следующие преимущества: простоту конструкции, наименьшее количество деталей, небольшие относительные скорости ротора и вала, малый периметр уплотнений, отсутствие механизма газораспределения и отсутствие неуравновешенных сил инерции.

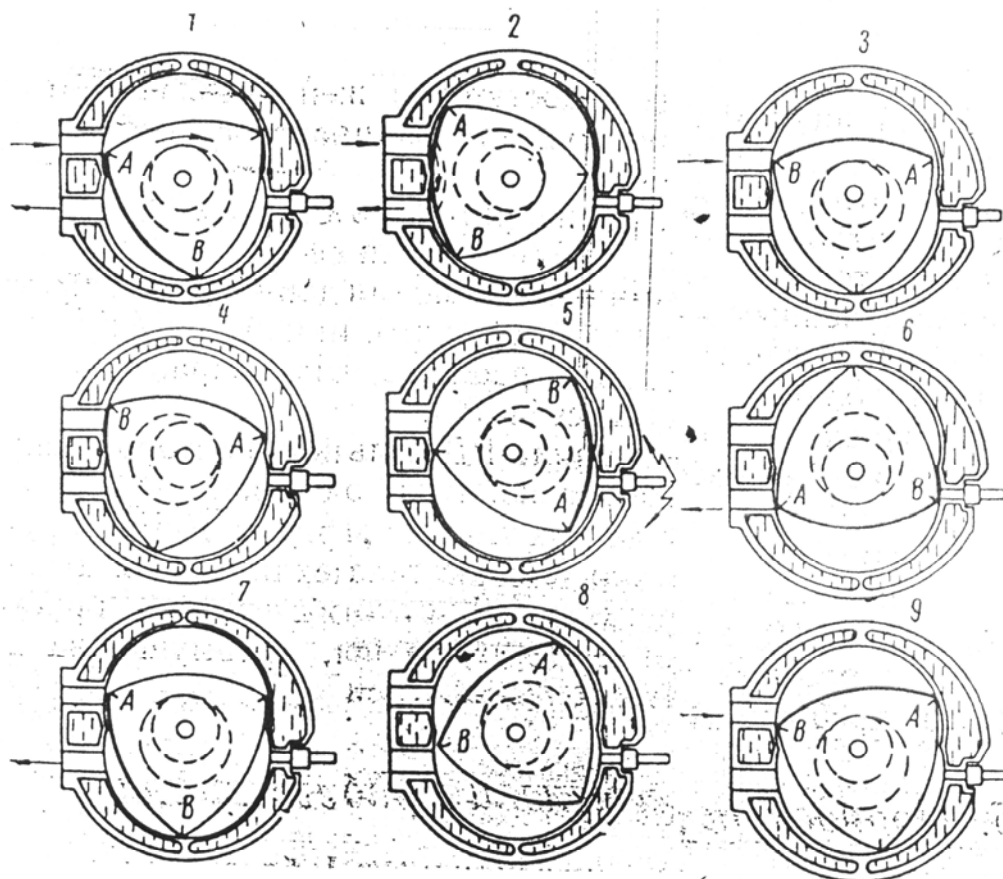


Рис. 16. Схема протекания рабочего процесса двухэпитрохонидного роторного двигателя

Последовательность процессов рабочего цикла можно проследить по одной из сторон ротора (рис. 16). При положении 1 ротора начинается процесс наполнения в рабочую камеру (линия АВ). Одновременно с процессом наполнения продолжается процесс выпуска отработавших газов. Благодаря поступлению свежей смеси осуществляется продувка рабочей камеры с частичной потерей свежего заряда. При положении 3 рабочая камера имеет максимальный объем $V_k^{\max}$. Между положениями ротора 3 и 4 процесс сжатия происходит одновременно с дозарядкой рабочей камеры. Положение 4 конец процесса наполнения.

Положение 5 соответствует наименьшему объему рабочей камеры $V_k^{\min}$. Между положениями 5 и 6 одновременно совершаются процессы сгорания и расширения. В положении 6 – начало процесса выпуска, который продолжается до достижения ротора положения 8, когда пластина уплотнения вершины ротора В перекроет выпускной канал.

В положении 9 рабочий цикл рассматриваемой камеры заканчивается и начинается рабочий цикл в смежной рабочей камере со стороны ВС.

Рабочий цикл двухэпитрохoidalного роторного двигателя (РД) состоит из процессов газообмена, сжатия, сгорания и расширения (рис. 17).

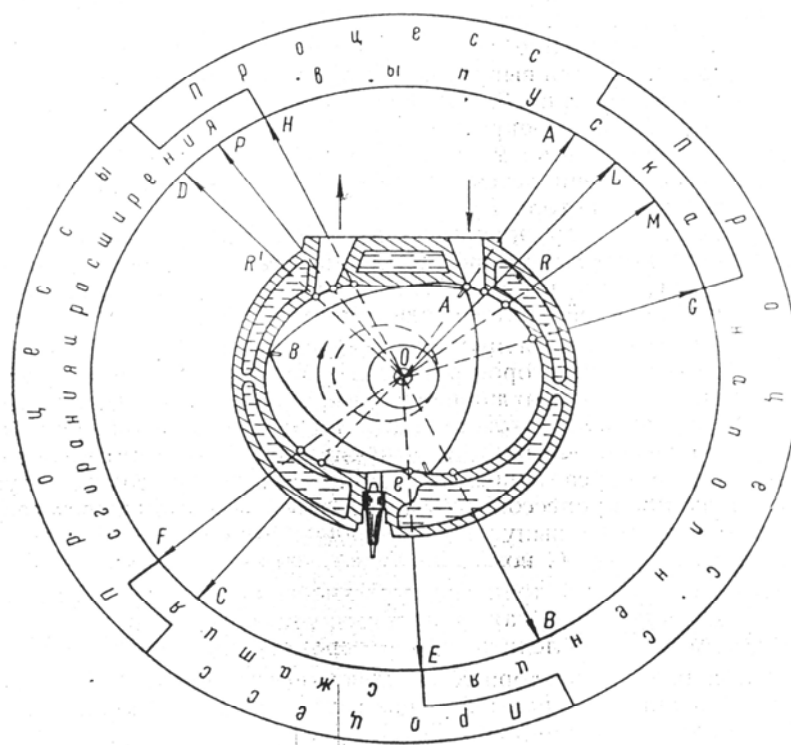


Рис. 17. Полярная диаграмма роторного двигателя

Процессы газообмена РД складываются из выпуска отработавших газов и наполнения рабочей камеры свежей смесью. Процесс выпуска можно разделить на несколько периодов. Первый – предварение выпуска – начинается с момента открытия пластиной уплотнения вершины ротора А выпускного канала и заканчивается при положении ротора, соответствующего $V_k^{\max}$. Продолжительность определяется углом ДОН.

Второй период – принудительного выпуска – осуществляется в результате выталкивающего действия ротора, он обозначен углом НОА.

Третий период совмещен с началом процесса наполнения и характеризуется наличием продувки рабочей камеры свежей смесью, он обозначен углом AOG.

В течение четвертого периода одновременно совершаются четыре взаимосвязанных процесса: выпуска и наполнения в рассматриваемой камере, расширения и выпуска в смежной задней рабочей камере.

Процесс с ж а т и я на полярной диаграмме занимает участок корпуса, охватываемый углом VOF . Характерной особенностью РД являются высокие антидетонационные свойства. Для РД наивыгоднейшие степени сжатия из условия достижения наибольшего среднего эффективного давления лежат в пределах $\varepsilon = 9 \dots 11$, а для обеспечения наименьших удельных расходов топлива $\varepsilon = 8,5 \dots 10$. Значения среднего показателя политропы сжатия (n_1) лежат в пределах $1,365 \dots 1,39$.

Процесс с г о р а н и я. Основная особенность процесса сгорания состоит в совмещении его с процессом расширения и протекания в увеличивающемся объеме рабочей камеры. Общее влияние состава смеси и угла опережения зажигания на процесс сгорания у РД то же, что и у поршневого. Экономический состав смеси достигается при $\alpha = 1,17 \dots 1,2$. Роторные двигатели более устойчиво работают на обедненных составах смеси (до $\alpha = 1,27 \dots 1,3$). Эта способность зависит от места расположения свечи зажигания.

Процесс р а с ш и р е н и я занимает угол FON , равный $\sim 104^\circ$ поворота ротора. Особенностью процесса расширения является совместное его протекание с процессом сгорания и только в конце на участке корпуса он совмещен с процессом выпуска. Вследствие подвода большого количества тепла от догорающей смеси, больших чисел оборотов ротора и затрудняющих условий теплоотвода, средний показатель политропы расширения имеет пониженные значения сжатия ($n_2 = 1,15 \dots 1,2$).

Дизельные варианты РД разрабатывались такими фирмами, как Kiprr, Klochner – Humboldt – Deutz, Daimler – Benz, Jnmar – Diesel.

Основная трудность:

- сложность организации совершенного смесеобразования при впрыске топлива;
- необходимость турбулизации заряда.

Применение способов смесеобразования с разделенными камерами ограничено затруднениями в сокращении требуемой ε при образовании полостей вспомогательных камер, нежелательным перетеканием газа между смежными камерами через отверстия соединительных каналов и сложностью их оптимального расположения. Повышение степени сжатия усложняет их кинематическую схему.

Применение впрыска бензина позволит:

- устранить потери смеси, имеющие место при продувке;
- понизить тепловую напряженность за счет отдачи тепла на парообразование топлива прямо в камере двигателя;
- увеличить наполнение из-за уменьшения сопротивления на впуске и понижения температуры воздуха;
- уменьшить подачу масла на охлаждение ротора;

- уменьшить инерционные силы, нагрузки от них и износы;
- упростить конструкцию впускных трубопроводов и облегчить применение инерционного наддува.

Впрыск можно производить как в рабочую камеру, так и во впускную трубу. Возможно применение факельного зажигания.

Сравнительная оценка поршневых и роторных двигателей

Серийные роторные двигатели (РД) введены в эксплуатацию в 1964 – 1965 гг. Роторные двигатели имеют явное преимущество по сравнению с поршневыми по удельным мощностям и весогабаритным показателям. По литровой мощности и удельному весу только поршневые двигатели гоночных машин сравнимы с аналогичными параметрами РД. Экономичность поршневых и роторных двигателей практически одинакова. О долговечности говорить еще рано, так как поршневые двигатели существуют сотню лет, а РД только несколько десятков лет.

Наиболее слабое звено РД это износы пластин радиальных уплотнений. Одним из преимуществ РД является бесшумность работы. Надежность и безопасность РД равноценна поршневым. Особым преимуществом РД по сравнению с поршневым и газотурбинным двигателями является возможность создания унифицированных мощностных рядов с соотношением мощности от 1:1 до 1:10 путем наращивания мощностных секций. И конечно положительным качеством РД является простота конструкции и сравнительно небольшая стоимость.

Недостатками роторных двигателей являются:

1. Ограниченные возможности в образовании требуемой формы камеры сгорания.
2. Трудность обеспечения жидкостной смазки сопряженных пар, непосредственно соприкасающихся с горячими газами.
3. Отрыв пластин радиальных уплотнений от поверхности корпуса.
4. Система уплотнений менее надежна в работе и менее долговечна, чем у поршневых двигателей.
5. Процессы рабочего цикла распределены по отдельным участкам корпуса, что вызывает его неравномерное нагревание и деформацию.

На основании вышеупомянутого следуют выводы, что применять роторные двигатели наиболее целесообразно при низких и средних мощностях, а мощность в односекционном исполнении не должна превышать 100...150 кВт. Роторные двигатели широко применяются в вертолетостроении. В 70...80-е гг. XX века проводились большие работы по использованию роторных двигателей в автомобилестроении, однако по вышеперечисленным причинам широкого внедрения они не получили.

Двигатели с внешним подводом тепла (двигатели Стирлинга)

К особенностям двигателей Стирлинга следует отнести высокий КПД, возможность использования различных тепловых источников, в том числе и тепловых аккумуляторов, малую токсичность, низкий уровень шума и вибрации, незначительный расход масла, высокую экономичность при работе на ненормальном режиме, нечувствительность к пыли, возможность работы со значительными кратковременными перегрузками, большую теплоотдачу в окружающую среду, сложность регулирования и высокую стоимость изготовления.

Высокий КПД, а следовательно, и большая экономичность, является важной особенностью Стирлинга. Это связано с тем, что η_t термодинамического цикла Стирлинга равен КПД цикла Карно.

По данным фирмы Philips двигатели в диапазоне 6...900 кВт имеют КПД, равный 0,26...0,43. В настоящее время созданы двигатели с КПД равным 0,41...0,43 и ведутся работы по созданию Стирлинга с КПД равным 0,5 и удельным расходом топлива равным 170 г/кВт.ч. Предельная величина КПД с учетом достигнутых температур составляет 0,6. Однако для реализации этих возможностей необходимо преодолеть конструктивные и технологические трудности.

Внешний подвод теплоты, используемый в Стирлинге, позволяет применять различные тепловые источники без существенных изменений конструкции двигателя. Практически все ископаемые топлива от твердых до газообразных могут быть использованы в этом двигателе.

Термодинамический цикл Стирлинга

Двигатель Стирлинга является тепловым газовым двигателем поршневого типа с внешним подводом теплоты. Он работает по замкнутому циклу. В основе работы двигателя Стирлинга лежит термодинамический цикл, показанный на рис. 18.

Этот цикл состоит из следующих процессов: сжатие по изотерме а-с с отводом теплоты Q_2^{11} ; подвод теплоты Q_1^1 при $V=\text{const}$; расширение по изотерме z – b с подводом теплоты Q_1^{11} ; отвод Q_2^1 при $V=\text{const}$.

Изотермическое сжатие происходит при низкой температуре T_2 и сопровождается отводом теплоты Q_2^{11} (для обеспечения изотермичности процесса). Изотермическое расширение при высокой температуре T_1 происходит с подводом теплоты Q_1^{11} (для обеспечения изотермичности процесса). Так как в процессе b – a рабочее тело охлаждается от температуры T_1 до температуры T_2 , а в процессе подвода теплоты c – z нагревается от T_2 до T_1 , количество теплоты Q_2^1 принципиально может быть регенерировано, т.е. сообщено рабочему телу в процессе c – z его нагрева. Регенерация теплоты является отличительной особенностью цикла Стирлинга.

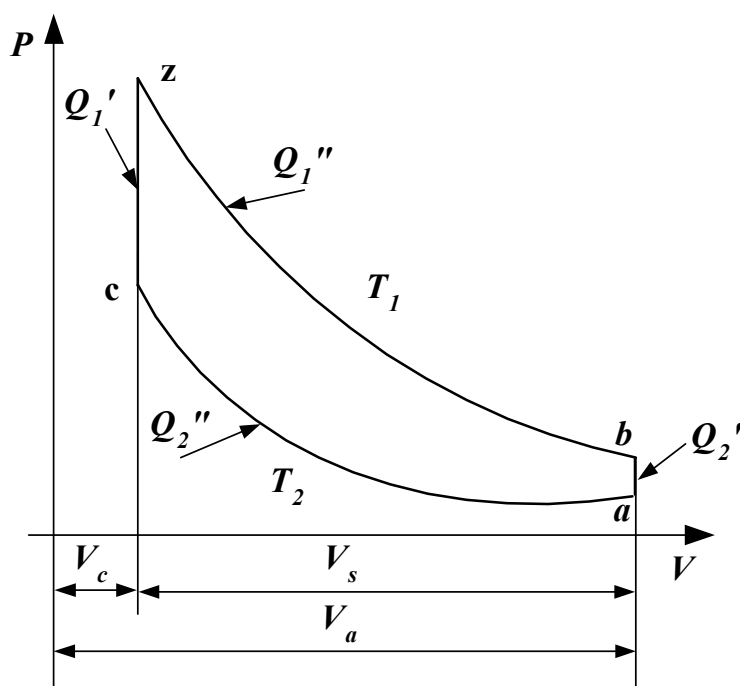


Рис. 18. Термодинамический цикл двигателя Стирлинга

Полезная работа цикла Стирлинга также представляет собой разность работ: работы, полученной в процессе расширения, и работы, затраченной в процессе сжатия; эта разность эквивалентна площади $a-c-z-b-a$.

Принцип работы двигателя Стирлинга

В конструкции, представленной на рис. 19, холодное рабочее тело сжимается поршнем 2, движущимся влево (рис. 19,а), а вытеснительный поршень 1 в это время остается неподвижным.

Затем вытеснительный поршень при неподвижном рабочем поршне начинает двигаться вправо, переталкивая газ в горячую полость над вытеснительным поршнем через нагреватель Н (рис. 19,б). При расширении нагретого газа рабочий и вытеснительный поршни движутся вместе вправо (рис. 19,в), причем работу совершает только рабочий поршень, так как давление газа с обеих сторон вытеснительного поршня приблизительно одинаково.

Когда вытеснительный поршень при неподвижном рабочем поршне возвращается влево, перемещается газ в холодную полость под вытеснительным поршнем через охладитель О, происходит отдача теплоты холодному источнику (рис. 19,г). В этом случае происходит излишняя потеря теплоты при перетекании рабочего тела из горячей полости в холодную.

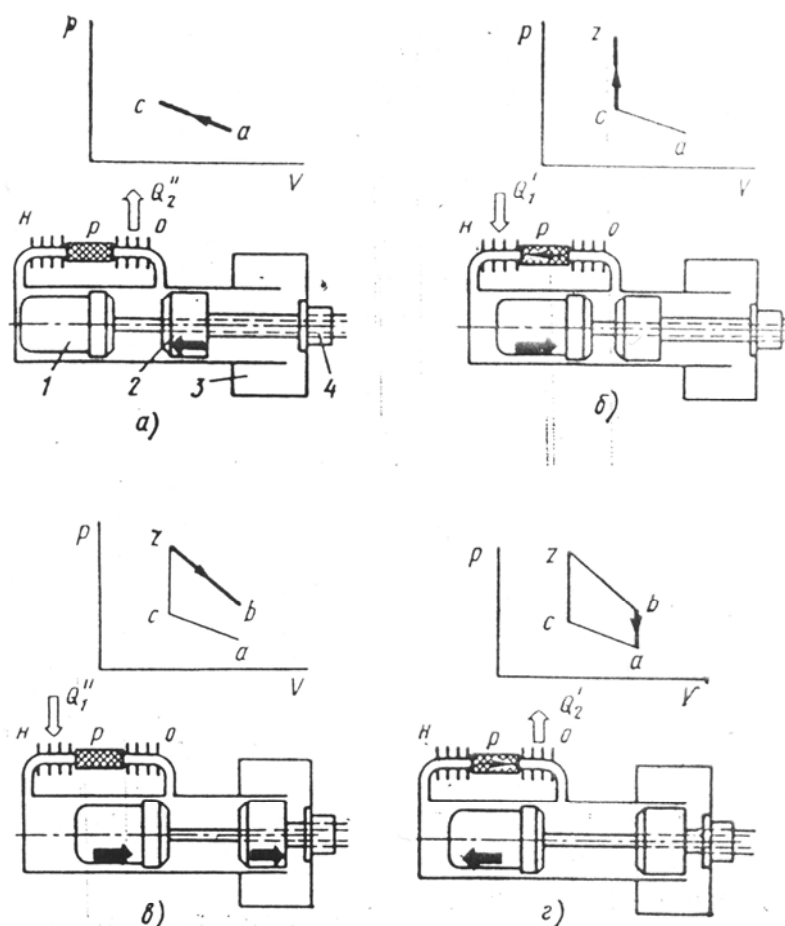


Рис.19.Схема работы двигателя Стирлинга

КПД двигателя существенно увеличится, если применить регенератор P , который встраивается между нагревателем и охладителем и с помощью которого ликвидируется потеря теплоты. Регенератор накапливает теплоту, отнимая ее от нагретого рабочего тела при течении его в холодную полость и возвращая ее при обратном течении.

Двигатель может иметь буферную полость 3 и уплотнение 4, отделяющее буферную полость от внешней среды. В качестве рабочего тела для двигателя Стирлинга можно использовать водород. Двигатель при этом имеет наиболее высокие эффективные показатели рабочего процесса. Однако при его применении следует принимать особые меры для обеспечения безопасности эксплуатации такого двигателя.

Во многих случаях в качестве рабочего тела в двигателях используют гелий, аргон, углекислый газ или другие инертные газы. Это позволяет исключить возможность их окисления и использовать такие металлы, как ниобий или молибден или его сплавы. Эти материалы в нейтральной атмосфере при очень высоких температурах допускают напряжения до 40 кгс/мм^2 . Гелий

обладает большей теплоемкостью и лучшей теплопроводностью по сравнению с воздухом. Использование гелия вместо воздуха позволяет сократить габаритные размеры теплообменных аппаратов примерно в 2...3 раза. Устройство двигателя Стирлинга представлено на рис. 20.

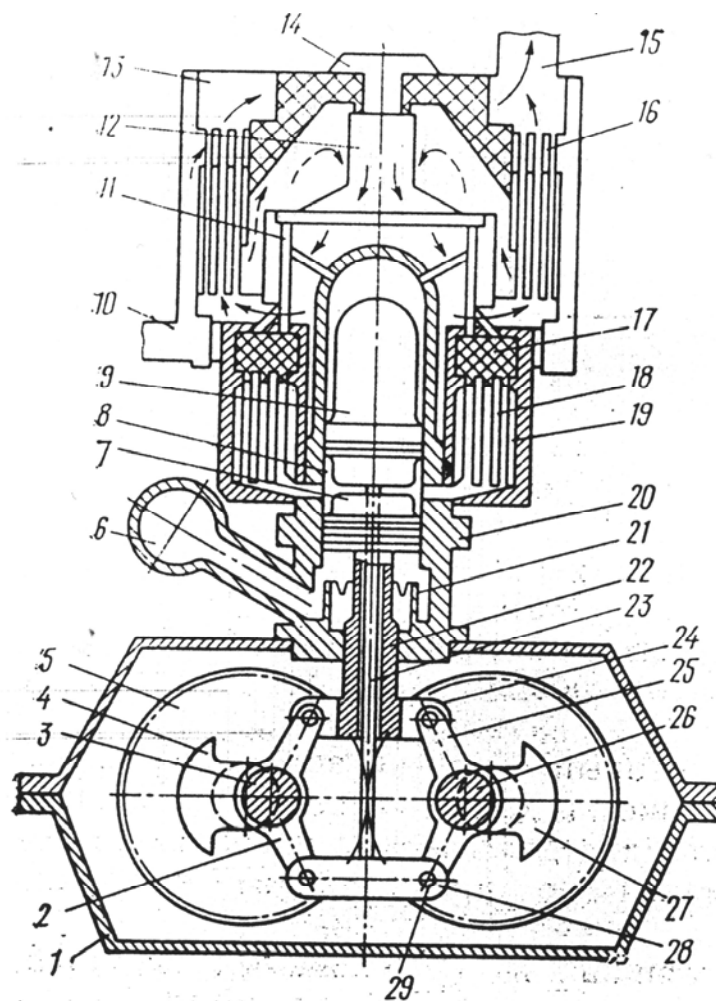


Рис. 20. Конструктивная схема двигателя Стирлинга с ромбическим механизмом:

1 - картер; 2 и 25 - шатуны; 3 и 26 - кривошипы коленчатых валов; 4 и 27 - противовесы коленчатых валов; 5 - синхронизирующая шестерня; 6 - буферная полость; 7 - рабочий поршень; 8 - холодная полость; 9 - вытеснительный поршень; 10 - канал подвода воздуха в камеру сгорания; 11 - нагреватель; 12 - камера сгорания; 13 - кольцевая полость; 14 - форсунка; 15 - канал отвода продуктов сгорания; 16 - воздухоподогреватель; 17 - регенератор; 18 - охладитель; 19 - водяная рубашка охладителя; 20 - цилиндр; 21 - диафрагменное уплотнение; 22 - шток рабочего поршня; 23 - шток вытеснительного поршня; 24 - траверса рабочего поршня; 28 - траверса вытеснительного поршня; 29 - палец шатуна

Особенности двигателя Стирлинга

Поскольку современные образцы двигателей Стирлинга имеют такие же удельные показатели по расходу топлива, мощности, массе и габаритным размерам, как и двигатели внутреннего сгорания, а в отдельных случаях и превосходят их, то они представляют большой интерес для нужд транспортного машиностроения.

К особенностям двигателей Стирлинга следует отнести высокий КПД (до 0,6), возможность использования различных тепловых источников, в том числе и тепловых аккумуляторных, малую токсичность (или отсутствие ее), низкий уровень шума и вибрации, незначительный расход смазочного материала, высокий КПД на неноминальном режиме, нечувствительность к пыли в окружающей среде, возможность работы со значительными кратковременными перегрузками, большую теплоотдачу в окружающую среду, сложность регулирования и относительно высокую стоимость.

Преимущество двигателей Стирлинга по сравнению с двигателями других типов: низкий уровень шума, малая токсичность, возможность использования различных видов топлив, высокая экономичность на частичных нагрузках – все это стимулирует работы по созданию двигателей Стирлинга для автомобилей различного назначения.

Наиболее перспективными конструкциями двигателей Стирлинга, обеспечивающими высокие удельные показатели по мощности, экономичности, массе и объему являются V-образные двигатели и двигатели с барабанным расположением цилиндров двойного действия. По величине среднего эффективного давления и литровой мощности двигатели Стирлинга превосходят дизели.



ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Какие существуют направления улучшения показателей автомобильных двигателей?
2. Какие виды альтернативных топлив могут быть использованы?
3. Какие новые типы двигателей могут быть использованы?
4. Перечислите их сравнительные достоинства и недостатки.

3.2.6. Кинематика и динамика автомобильных двигателей

При работе с данным разделом Вам предстоит:

- 1) Изучить теоретический материал данной темы
- 2) Ответить на вопросы для самопроверки.
- 3) Ответить на вопросы тренировочного теста № 6.
- 4) Ответить на вопросы контрольного теста № 6.

Изучаемые вопросы:

Силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме, и методы их определения. Проблемы уравнивания сил инерции и обеспечения равномерности хода двигателя

В двигателях внутреннего сгорания возвратно-поступательное движение поршня преобразуется во вращательное движение коленчатого вала посредством кривошипно-шатунного механизма.

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции.

Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

По характеру движения массы деталей кривошипно-шатунного механизма можно разделить на движущиеся возвратно-поступательно (поршневая группа и верхняя головка шатуна), совершающие вращательное движение (коленчатый вал и нижняя головка шатуна) и совершающие сложное плоскопараллельное движение (стержень шатуна).

Для упрощения динамического расчета действительный кривошипно-шатунный механизм заменяется динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс, при этом массу поршневой группы считают сосредоточенной на оси поршневого пальца, массу шатунной группы заменяют двумя массами, одна из которых сосредоточена на оси поршневого пальца, а другая – на оси кривошипа.

Исходные массы основных деталей определяются с помощью величин удельных масс, приведенных в табл. 10.

Удельные массы деталей КШМ

Элемент К.Ш.М.	Обозначение	Удельные массы, кг/м ²	
		Карбюраторный двигатель	Дизельный двигатель
Поршневая группа: - поршень из алюминиевого сплава - чугунный поршень	m'_n	80...150 150...250	150...300 250...400
Шатун	$m'_{ш}$	100...200	250...400
Неуравновешенные части одного колена вала: - стальной кованый вал - чугунный литой вал	$m'_к$	150...200 100...200	200...400 150...300

С учетом данных табл. 10:

- масса поршня $m_n = m'_n \cdot F_n$, кг;
 - масса шатуна $m_{ш} = m'_{ш} \cdot F_n$, кг;
 - масса кривошипа $m_k = m'_к \cdot F_n$, кг,
- где F_n - площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi D^2}{4} \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2.$$

Масса шатуна разносится на две составляющие

$$m_{шп} = (0.2...0.3) m_{ш};$$

$$m_{шк} = m_{ш} - m_{шп}.$$

Окончательно, массы, совершающие возвратно-поступательное движение,

$$m_j = m_n + m_{шп}, \text{ кг};$$

массы, совершающие вращательное движение,

$$m_R = m_k + k m_{шк}, \text{ кг},$$

где $k=1$, если двигатель рядный, и
 $k=2$, если двигатель V-образный.

Развертка индикаторной диаграммы

Для выполнения динамического расчета необходимо знать величину сил давления газов в функции от угла поворота коленчатого вала. Это возможно сделать, используя графический метод Брикса [2]. Базой для построения служит индикаторная диаграмма. Далее, на ходе поршня, как на диаметре, строится полуокружность (рис.21) с центром О. Определяем поправку Брикса

$$OO_1 = \frac{R \cdot \lambda}{2}, \text{ мм},$$

где $R=S/2$, мм - радиус кривошипа;

λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Принимаем λ в диапазоне 0.24...0.3.

Если при построении индикаторной диаграммы был принят масштаб $M_s \neq 1$, то его необходимо учесть при определении поправки Брикса. Поправка Брикса откладывается вправо, и из нового центра O_1 проводятся лучи через 30° до пересечения с полуокружностью. Из точек пересечения проводятся вертикальные линии до кривых индикаторной диаграммы. Каждому лучу присваивается определенное значение угла поворота коленчатого вала (см. рис. 21). После чего мы можем для любого значения угла поворота φ определить соответствующее значение давления P , помня, что за 0° принимается верхняя мертвая точка насосных ходов и обход диаграммы делается в следующем порядке: всасывание - сжатие - расширение - выпуск. В таблицу динамического расчета заносятся величины избыточного давления

$$\Delta P_z = P - P_0, \text{ МПа},$$

где $P_0 = 0,1$ МПа, давление окружающей среды.

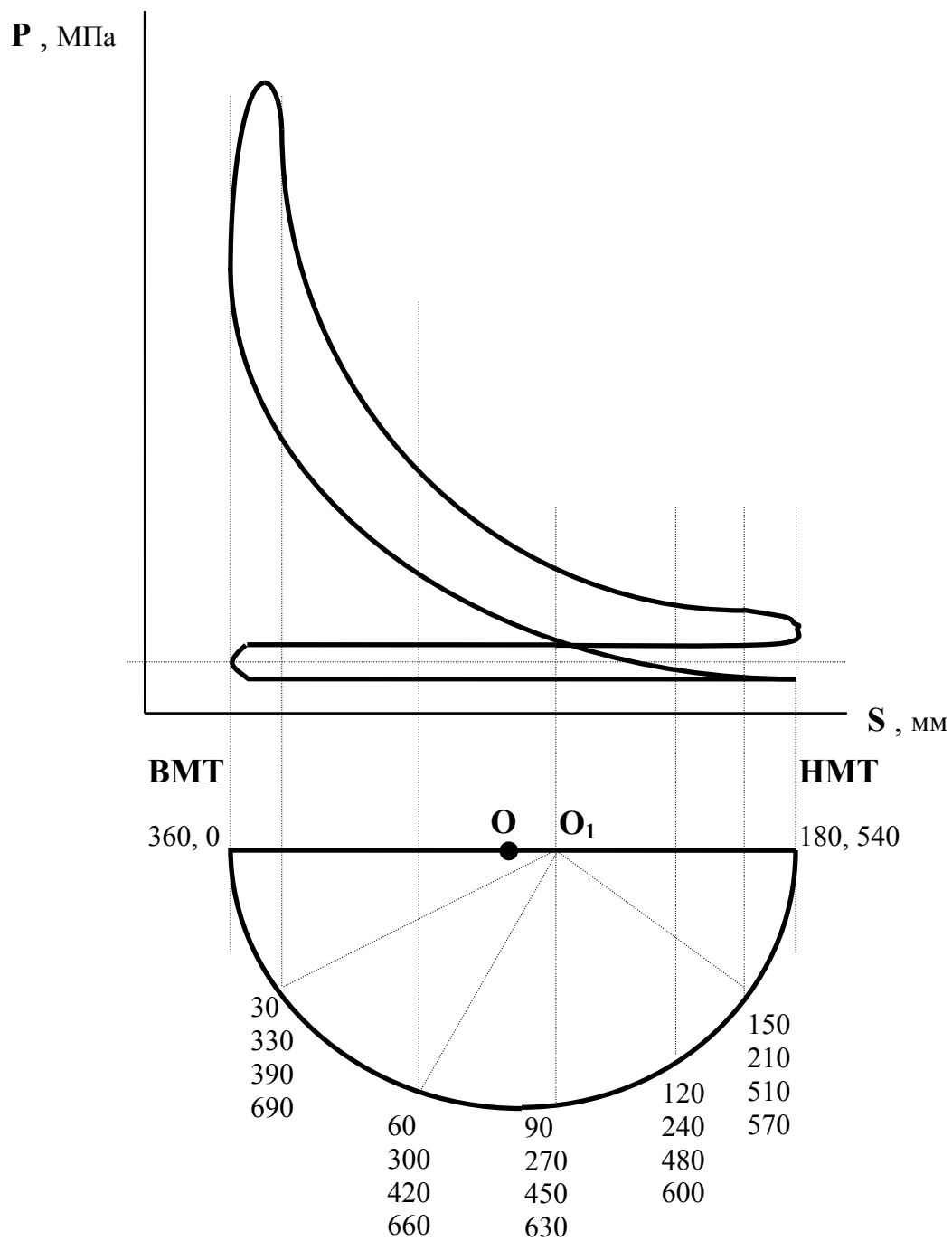


Рис.21. Развертка индикаторной диаграммы

Определение сил и моментов, действующих в КШМ

Сила давления газов

$$P_z = \Delta P_r \cdot F_n \cdot 10^3, \text{ кН.}$$

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \cdot 10^{-3}, \text{ кН.}$$

Здесь R - радиус кривошипа, м;

ω - угловая скорость вращения коленчатого вала:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ с}^{-1}.$$

Суммарная сила, действующая на поршень,

$$P_{\Sigma} = P_z + P_j, \text{ кН.}$$

Разложение суммарной силы на составляющие в КШМ показано на рис.22. С учетом данной схемы получаем:

нормальная сила

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ кН;}$$

радиальная сила

$$K = P_{\Sigma} \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ кН;}$$

тангенциальная сила

$$T = P_{\Sigma} \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ кН.}$$

Крутящий момент одного цилиндра

$$M_{кр.ц.} = T \cdot R \cdot 10^3, \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Необходимые для расчетов тригонометрические функции приведены в таблицах [2].

Уравновешивание двигателей

Силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме, непрерывно изменяются и, если они не уравновешены, вызывают сотрясение и вибрацию двигателя, передающиеся раме автомобиля.

К неуравновешенным силам и моментам относятся:

- силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс $P_j = P_{jI} + P_{jII}$ и центробежные силы инерции вращающихся масс P_R ;

- продольные моменты $M_j = M_{jI} + M_{jII}$ и M_R , возникающие в многоцилиндровых двигателях от неуравновешенных сил P_j и P_R отдельных цилиндров;

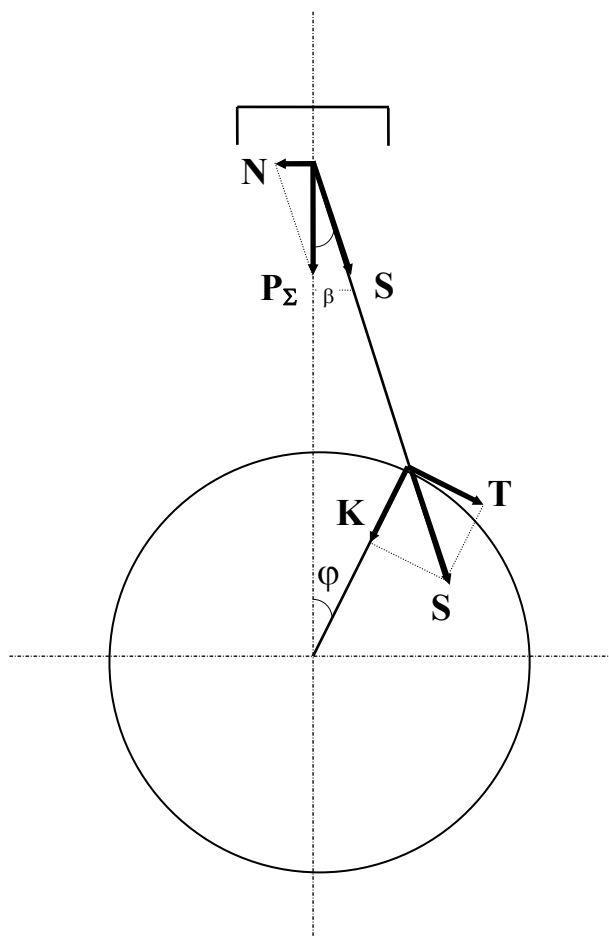


Рис.22. Схема действия сил в КШМ

- крутящий момент $M_{кр}$ и равный ему, но противоположно направленный опрокидывающий момент, воспринимаемый опорами двигателя.

Двигатель считается полностью уравновешенным, если при установившемся режиме работы силы и моменты, действующие на его опоры, постоянны по величине и направлению. Однако поршневые двигатели не могут быть полностью уравновешенными, так как крутящий момент $M_{кр}$ всегда является периодической функцией угла поворота коленчатого вала и, следовательно, величина опрокидывающего момента всегда переменна.

Условия уравновешенности двигателя с любым числом цилиндров (при соблюдении равенства масс движущихся частей и идентичности протекания рабочего процесса во всех цилиндрах, а также обеспечения статической и динамической уравновешенности коленчатого вала) принято записывать в следующем виде:

- результирующие силы инерции первого порядка и их моменты равны нулю: $\sum P_{jI}=0$ и $\sum M_{jI}=0$;

- результирующие силы инерции второго порядка и их моменты равны нулю: $\sum P_{jII}=0$ и $\sum M_{jII}=0$;

- результирующие центробежные силы инерции и их моменты равны нулю: $\sum P_R=0$ и $\sum M_R=0$.

Проблемы уравнивания решаются непосредственно для каждой конструкции двигателя, что достигается подбором числа цилиндров и компоновкой блока двигателя, а также в ряде случаев установкой противовесов.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ



1. Укажите зависимость перемещения, скорости и ускорения поршня от угла поворота коленчатого вала.
2. Что такое приведение масс кривошипно-шатунного механизма (КШМ)?
3. Какие силы и моменты действуют в КШМ?
4. Как определяется порядок работы цилиндров двигателя?
5. Сформулируйте понятие уравновешенности двигателя.
6. Какие способы используются для уравнивания двигателя?
7. Как производится расчет маховика?

Заключение

Знания, умения и навыки, полученные при изучении дисциплины «Транспортная энергетика», понадобятся в дальнейшем при изучении дисциплин «Техника транспорта, обслуживание и ремонт», «Общий курс транспорта» и «Транспортные и погрузочно-разгрузочные средства».

3.3. Глоссарий (краткий словарь терминов)



Газообмен – смена рабочего тела при осуществлении процессов впуска и выпуска.

Двигатель – устройство, преобразующее какой-либо вид энергии в механическую работу.

Двигатель внутреннего сгорания – двигатель, в котором сгорание топлива, выделение теплоты и преобразование ее в механическую работу происходит непосредственно в цилиндре.

Детонация – сгорание в цилиндре двигателя с искровым зажиганием последних порций заряда после его объемного воспламенения, сопровождающееся возникновением ударных волн.

Дизельный двигатель внутреннего сгорания – двигатель с внутренним смесеобразованием и воспламенением от сжатия.

Жесткость работы двигателя – максимальная величина скорости нарастания давления в цилиндре двигателя в момент сгорания.

Индикаторная диаграмма – зависимость давления в цилиндре двигателя от переменного объема надпоршневого пространства.

Карбюраторный двигатель внутреннего сгорания – двигатель с внешним смесеобразованием и воспламенением от искры.

Коленчатый вал – является элементом кривошипно-шатунного механизма, на котором суммируются крутящие моменты от отдельных цилиндров. Суммарный крутящий момент через маховик и сцепление передается на трансмиссию.

Коэффициент избытка воздуха – отношение действительно поданного в цилиндр количества воздуха к теоретически необходимому для сгорания топлива.

Коэффициент наполнения – отношение количества свежего заряда, которое действительно оказалось в цилиндре в конце наполнения, к тому которое могло бы заполнить рабочий объем цилиндра при температуре и давлении на впуске.

Коэффициент остаточных газов – отношение количества остаточных газов к количеству свежего заряда в конце впуска.

Кривошипно-шатунный механизм – механизм, предназначенный для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала. Включает в себя поршень, шатун и кривошип (одно колено) коленчатого вала.

Литровая мощность – эффективная мощность, снимаемая с единицы рабочего объема.

Механические потери – или внутренние потери включают в себя потери на механическое трение, осуществление газообмена, привод вспомогательных механизмов, вентиляционные потери и привод компрессора.

Наддув – способ увеличения мощности двигателя за счет повышения плотности свежего заряда на впуске с помощью специального компрессора.

Неустановившийся режим работы – режим работы, когда показатели и тепловое состояние двигателя изменяются во времени.

Остаточные газы – продукты сгорания, оставшиеся от предыдущего цикла в камере сгорания.

Поршень – обеспечивает необходимую для эффективной организации рабочего процесса форму камеры сгорания. Его днище воспринимает давление газов, развивающееся в надпоршневом пространстве при реализации в нем рабочего цикла, и через палец передает усилие на шатун.

Поршневой двигатель внутреннего сгорания – двигатель, основным элементом которого является кривошипно-шатунный механизм, а элементом, воспринимающим давление газов, поршень, перемещающийся возвратно-поступательно внутри цилиндра.

Рабочее тело – смесь, состоящая из воздуха, поступившего в процессе наполнения, и топлива.

Рабочий объем цилиндра – объем, вытесняемый поршнем при движении от нижней мертвой точки к верхней. Мертвые точки – это крайние положения поршня в цилиндре, в которых его скорость равна нулю.

Смесеобразование – процесс образования топливовоздушной смеси. Различают внутреннее и внешнее смесеобразование соответственно в дизельных и карбюраторных двигателях.

Степень сжатия – отношение максимального объема цилиндра к объему камеры сгорания.

Среднее индикаторное давление – такое условное постоянное давление, которое, действуя на поршень, совершает ту же работу, что и переменное давление за весь цикл.

Такт – процессы, происходящие в цилиндре при движении поршня от одной мертвой точки до другой. Для четырехтактного двигателя различают следующие такты: впуск, сжатие, рабочий ход (расширение), выпуск.

Тепловой баланс – распределение теплоты, вводимой в цилиндр с топливом, на полезно используемую теплоту и отдельные виды потерь: в охлаждающую жидкость, в смазочное масло, с отработавшими газами, за счет неполноты сгорания.

Термодинамический цикл – это совокупность термодинамических процессов, приближенно описывающих процессы действительного цикла. При этом предполагается, что количество и состав рабочего тела неизменны, теплоемкость рабочего тела не зависит от температуры, теплообмен с окружающей средой отсутствует.

Фазы газораспределения – это периоды, выраженные в градусах поворота коленчатого вала, когда открыты впускные или выпускные клапаны.

Характеристика двигателя – зависимость показателей двигателя от режима работы или от параметров, связанных с регулировкой его основных систем. Различают скоростные, нагрузочные, регулировочные и другие разновидности характеристик.

Шатун – передает усилие от поршня на коленчатый вал, участвует в преобразовании поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала в составе кривошипно-шатунного механизма.

Экологические показатели – показатели двигателя, которые характеризуют прямое или косвенное воздействие на окружающую среду и непосредственно человека.

Эффективные показатели – это величины, характеризующие работу двигателя, снимаемую с его вала и полезно используемую.

3.4. Методические указания к выполнению лабораторных работ

3.4.1. Техника безопасности при проведении испытаний двигателя в лаборатории

При проведении испытаний автомобильных двигателей нужно выполнять следующие правила техники безопасности:

1. До начала испытаний произвести наружный осмотр двигателя, проверить и подтянуть крепления. Особое внимание обратить на проверку крепления гаек, болтов соединительной муфты, валов двигателя и тормоза.
2. Не разрешается производить испытания двигателей при подтекании топлива, масла и воды в соединениях, а также при выходе отработавших газов через неплотности в соединениях выпускных труб.
3. Двигатель, тормозная установка и рабочие места у стенда должны содержаться в чистоте.
4. Все приводные и соединительные устройства вращающихся деталей должны быть надежно ограждены металлическими защитными кожухами.
5. Должна быть обеспечена электробезопасность на всех рабочих местах испытательного стенда.
6. Выхлопные трубы испытываемых двигателей должны иметь хорошую теплоизоляцию, надежно защищающую от случайных ожогов.
7. Должна функционировать принудительная приточно-вытяжная вентиляция.
8. В лаборатории испытания двигателей должны быть противопожарные средства: огнетушители, ящики с песком, кошма, брандспойт с рукавом и т.д. На видном месте должна быть аптечка для оказания первой медицинской помощи.
9. Студентам, работающим в лаборатории, запрещается включать стенд и запускать двигатель без разрешения преподавателя.
10. Запрещается производить регулировки, отсоединять трубопроводы горючесмазочных материалов и охлаждающей жидкости, обтирать и смазывать вращающиеся части во время работы двигателя.
11. Запрещается пользование открытым огнем, разжигание и прогрев паяльных ламп, а также курение в лаборатории.
12. Запрещается хранить топливо и масло в дополнительных емкостях (бочках, флягах, бидонах и др.).
13. Во время испытаний двигателей под нагрузкой запрещается находиться в плоскости вращения соединительной муфты валов двигателя и тормоза.
14. Запрещается включать в работу гидравлический стенд без предварительного контроля воды в сети и герметичности трубопроводной арматуры.

15. После запуска двигателя перемещение рейки или открытие дроссельной заслонки производить постепенно, увеличивая нагрузку на валу двигателя.
16. При проведении испытаний двигателей количество студентов в группе не должно превышать 12, при этом необходимо соблюдать осторожность, проявлять бдительность и высокую организованность.
17. Без ознакомления с настоящими правилами студент к выполнению работ на моторной установке не допускается.
18. После выполнения лабораторной работы каждым студентом индивидуально оформляется отчет, который заверяется подписями студента, выполнившего работу, и преподавателя.

3.4.2. РАБОТА 1

ВИДЫ ИСПЫТАНИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРИ ИСПЫТАНИИ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. Цель работы

Изучение видов и методов испытаний автомобильных двигателей и методики обработки экспериментальных материалов.

2. Общие положения

Условия проведения испытаний

При каждом испытании число измерений должно быть достаточным для того, чтобы при построении характеристик выявить форму и характер протекания кривой во всем диапазоне обследуемых режимов.

При проведении испытаний температуру охлаждающей жидкости и масла в двигателе поддерживают в пределах, указанных в технических условиях на двигатель. При отсутствии таких указаний температуру охлаждающей жидкости на выходе из двигателя поддерживают в диапазоне 75...85 °С, а температуру масла – 80...100 °С.

Применяемые топлива и масла, температура топлива на входе в топливную систему двигателя или в карбюратор, максимальная температура отработавших газов должны соответствовать указанным в технических условиях на двигатель. Двигатели перед испытаниями должны быть обкатаны в соответствии с инструкцией изготовителя. Испытания проводят на специальных стендах.

Применяются следующие виды стендовых испытаний: научно-исследовательские, доводочные, приемосдаточные, периодические кратковременные, периодические длительные, типовые, предварительные, аттестационные и граничные.

Автомобильные поршневые двигатели внутреннего сгорания подвергаются контрольным и приемочным испытаниям. При контрольных испытаниях определяют внешнюю скоростную характеристику, нагрузочную характеристику при частоте вращения, соответствующей максимальному

крутящему моменту двигателя, и характеристику холостого хода. При приемочных испытаниях определяют, кроме того, условные механические потери, равномерность работы цилиндров и безотказность работы двигателя.

Оборудование, применяемое при испытании двигателей

Испытательным стендом называется техническое устройство для установки двигателя в заданном положении; создания и передачи на двигатель и подводимые к нему топливо, масло, охлаждающую жидкость и воздух требуемых воздействий; осуществления управления процессом испытаний, получения первичной информации о работе двигателя и систем стенда.

Испытательный стенд оборудуется устройствами для крепления и нагружения двигателя, обеспечения двигателя топливом и воздухом, управления двигателем и нагружающим устройством устройством для отвода отработавших газов, а также контрольной и измерительной аппаратурой.

Аппаратура для измерения крутящего момента и частоты вращения, индцирования двигателя рассматривается в [2]. Основные параметры, единицы и точность их измерения приведены в табл. 11.

Таблица 11

Основные измеряемые параметры

№ п/п	Наименование параметра и его обозначение	Единица	Точность измерения
1	Показание измерительного устройства тормоза, $P_{\text{вс}}$	Н	$\pm 0,5 \%$
2	Расход топлива за время опыта, ΔG	г	$\pm 0,1 \%$
3	Время расхода топлива за опыт, $\Delta \tau$	с	0,2 с
4	Крутящий момент, M_k	Н·м	$\pm 0,5 \%$
5	Частота вращения коленчатого вала, n	мин ⁻¹	$\pm 0,5 \%$
6	Расход топлива, G_m	кг/ч	$\pm 0,5 \%$
7	Расход воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, G_g	кг/ч	
8	Атмосферное давление, $B_{\text{окр}}$	кПа	± 200 Па
9	Температура окружающего воздуха, $t_{\text{окр}}$	°С	± 1 °С
10	Давление масла в главной масляной магистрали, P_m	МПа	± 20 кПа
11	Температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя, $t_{\text{жс}}$	°С	± 2 °С
12	Температура отработавших газов в выпускных коллекторах, t_τ	°С	± 20 °С
13	Температура масла в поддоне, t_m	°С	± 2 °С

№ п/п	Наименование параметра и его обозначение	Единица	Точность измерения
14	Показание микроманометра (в мерной шайбе), ΔP	Па	± 5 Па
15	Разряжение во всасывающем трубопроводе, H	Па	± 5 Па
16	Установочный угол опережения впрыскивания топлива, $\Theta_{впр.}$	град п.к.в.	± 1 град
17	Угол опережения зажигания или начала подачи топлива, $\Theta_{зж}$ ($\Theta_{нп}$)	град п.к.в.	± 1 град
18	Момент сопротивления прокручиванию коленчатого вала, M_c	Н·м	$\pm 0,5$ %
19	Давление наддува, P_k	МПа	
20	Дымность отработавших газов, K	%	± 2 %
21	Концентрация токсичного компонента в отработавших газах, $W_{тк}$	г/м ³	$\pm 2,5$ %

Определение основных показателей при испытании двигателей

При испытании двигателей с применением балансирных тормозных установок основные показатели работы определяются по приведенным ниже формулам.

Крутящий момент двигателя

$$M_k = P_{вес} \cdot l,$$

где M_k – крутящий момент, Н·м; $P_{вес}$ – показание измерительного устройства тормоза, Н; l – плечо весового устройства тормоза, м.

Среднее эффективное давление для четырехтактного двигателя

$$p_e = 1.256 \cdot 10^4 \, l / i V_h P_{вес},$$

где p_e – среднее эффективное давление, Па;

V_h – рабочий объем цилиндра, л; i – число цилиндров.

Эффективная мощность двигателя

$$N_e = M_k \cdot n / 9550,$$

где N_e – эффективная мощность двигателя, кВт; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Определение расхода жидкого топлива G_m [кг/ч] производится по приборам, непосредственно показывающим расход, или расчетным путем по формулам:

- для массового способа измерения

$$G_t = 3.6 \, G / \tau,$$

- для объемного способа измерения

$$G_t = 3.6 \, V \gamma_t / \tau,$$

где G_t – масса дозы топлива, израсходованной за время измерения, г; V – объем дозы топлива, израсходованной за время измерения, см^3 ; τ – продолжительность измерения расхода топлива, с; γ_t – плотность топлива в условиях испытаний, г/см^3 .

Определение расхода воздуха G_v [кг/ч] производится по приборам, непосредственно показывающим расход воздуха, или по формуле

$$G_v = 3.6 \cdot 10^3 \Delta V_v / \tau,$$

где ΔV_v – измеренный объем воздуха, м^3 ; τ – продолжительность измерения расхода воздуха, с.

Удельный расход топлива g_e рассчитывается по формуле

$$g_e = G_t / N_e \cdot 10^3,$$

где g_e – удельный расход топлива, $\text{г/кВт} \cdot \text{ч}$.

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = G_v / l_o \cdot G_t,$$

где l_o – стехиометрическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания топлива (для дизеля 14,45 кг воздуха/кг топлива и для бензинового двигателя соответственно равно 14,96).

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = 33,3 G_v / (V_h \cdot i \cdot n \cdot p_o),$$

где p_o – плотность окружающего воздуха, кг/м^3 .

Плотность воздуха определяется по результатам измерений и вычисляется по формуле

$$p_o = 3484 P_o / T_o,$$

где P_o – давление окружающего воздуха, Мпа; T_o – температура окружающего воздуха, К.

При испытаниях двигателей с искровым зажиганием, работающих при полностью открытом дросселе, и дизелей, работающих при полной подаче топлива, мощность, крутящий момент и среднее эффективное давление приводят к стандартным условиям:

- атмосферное давление $B_o = 100$ кПа (750 мм рт. Ст.);
- температура воздуха $T_o = 298$ К (25 °С);
- относительная влажность воздуха $\phi = 36$ % (давление водяных паров 1,2 кПа (9 мм рт. Ст.));
- температура дизельного топлива $T_{oT} = 298$ К (+25 °С);
- плотность дизельного топлива $\rho_{T25} = 0,823$ т/м³.

Для приведения к стандартным условиям полученные при испытаниях значения мощности, крутящего момента и среднего эффективного давления умножают на поправочный коэффициент K :

$$N_o = K \cdot N_e; M_{k0} = K \cdot M_k; p_{e0} = K \cdot p_e,$$

где N_0 , M_{k0} , P_{e0} – соответственно приведенные мощность, крутящий момент и среднее эффективное давление.

Для двигателей с искровым зажиганием поправочный коэффициент K_u определяют по формуле

$$K_u = \left(\frac{B_o}{B - B_{вп}} \right) \left(\frac{T}{T_o} \right)^{0,5},$$

где $B_{вп}$ – давление водяных паров при испытаниях, кПа.

Давление водяных паров определяют в том же помещении, где испытывается двигатель. Для определения давления водяных паров можно воспользоваться табл. 12.

Таблица 12

Давление водяных паров

Температура воздуха, °С	0	10	20	30	40	50	60	70
Давление насыщенного водяного пара, кПа	0,6	1,2	2,3	4,2	7,4	12,3	19,9	31,2

Приведенные формулы применяют в пределах температур от 283 до 313 К. Если поправочный коэффициент больше 1,06 или меньше 0,96, то он может быть использован, но значение этого коэффициента, значение давления и температуры всасываемого воздуха должны быть указаны в протоколе испытаний.

При испытании дизелей, работающих при полной подаче топлива и с номинальной частотой вращения, мощность, крутящий момент, среднее эффективное давление и расходы топлива приводят к стандартным атмосферным условиям, температуре и плотности топлива.

Для приведения к стандартным условиям полученные при испытаниях значения мощности, крутящего момента, среднего эффективного давления умножают на поправочный коэффициент K_{d1} , определяемый по формуле

$$K_{d1} = \frac{0,83}{\rho_{T25}(1-K_B \Delta B)(1-K_{t_b} \Delta t)(1-K_{t_T} \Delta T_T)},$$

где ρ_{T25} – плотность топлива при 25 °С, т/м³;

$\Delta B = 100 - B + \alpha_\phi(B_{вп} - 1,6)$,

где $\alpha_\phi = 1$ – для четырехтактных дизелей без наддува; $\alpha_\phi = 3$ – для четырехтактных дизелей с турбонаддувом; $\Delta t = t - 25$ – изменение температуры воздуха по сравнению со стандартной, °С; $\Delta T_T = t_T - 25$ – изменение температуры топлива на входе в топливный насос высокого давления по сравнению со стандартной, °С; K_B – поправка, соответствующая изменению барометрического давления на 1 кПа, 1/кПа; K_{t_b} – поправка, соответствующая изменению температуры окружающего воздуха на 1 °С, 1/°С, табл. 13; K_{t_T} –

поправка, соответствующая изменению температуры топлива на 1°C, 1/°C, табл. 13.

Таблица 13

Поправочные коэффициенты

Наименование поправок и условия их применения	Поправки для четырехтактных дизелей без наддува	Поправки для четырехтактных дизелей с турбонаддувом
K_b – при изменении барометрического давления в диапазоне от 88 до 105 кПа, 1/кПа	0,0045	0,0015
K_{tb} – при изменении температуры окружающего воздуха в диапазоне от 0 до +70 °C, 1/°C	0,0015	0,0010
K_{IT} – при изменении температуры дизельного топлива в диапазоне от 0 до +70 °C, 1/°C	0,0015	0,0015

Давление водяных паров определяют в том же помещении, где испытывают двигатель. Для определения давления водяных паров используют данные (см. табл. 12).

Для приведения к стандартным условиям полученный при испытаниях расход топлива умножают на поправочный коэффициент K_T , определяемый по формуле

$$K_T = \frac{0,83}{\rho_{T25} (1 - K_{IT} \Delta T_t)},$$

Если поправочный коэффициент меньше 0,96 или больше 1,06 или цикловая подача топлива больше 75 мм³ на литр рабочего объема или меньше 50 мм³ на литр рабочего объема, то поправочный коэффициент может быть использован, но его значение, значения барометрического давления и температуры, а также цикловая подача топлива должны быть указаны в протоколе испытаний.

3. Порядок выполнения работы

Выполнение работы начинают с изучения видов испытаний двигателей, их классификации и содержания по рекомендованной литературе. Изучают классификацию испытательных стендов. Подробно рассматривают типовые характеристики тормозов различных типов и требования для их совмещения с характеристиками двигателей. Затем переходят к изучению устройства установок для измерения расхода воздуха, топлива и продуктов сгорания в отработавших газах. При изучении измерительных средств обратить внимание

на расчетные формулы, используемые при обработке результатов испытаний, подготовку исходных данных и их метрологическое обеспечение.

4. Содержание отчета

1. Классификация и содержание испытаний двигателей.
2. Характеристика устойчивости тормозов различных типов. Графические зависимости и их анализ.
3. Типовая характеристика гидравлического и электрического тормозов. Графические зависимости и их анализ.
4. График статической тарировки электрического и гидравлического тормозных стендов.
5. Схемы установок для измерения расхода воздуха и топлива.
6. Расчетные формулы, используемые при обработке результатов испытаний.

3.4.3. РАБОТА 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1. Цель работы

Определение параметров рабочего цикла двигателя и его основных показателей в режиме номинальной мощности.

2. Общие положения

Индицирование двигателя

При испытании двигателей внутреннего сгорания индицирование обеспечивает наглядную картину протекания процессов в цилиндре в координатных системах $P - V$ (давление – объем), $P - \varphi$ (давление – угол поворота коленчатого вала), $P - t$ (давление – время).

По индикаторным диаграммам определяются: максимальное давление в цилиндре P_z , МПа; давление начала видимого сгорания P_c' , МПа; давление конца сжатия P_c , МПа; степень повышения давления λ ; средняя скорость нарастания давления в цилиндре $(\Delta P / \Delta \varphi)_{\text{ср}}$, МПа/град; максимальная скорость нарастания давления в цилиндре $(dP / d\varphi)_{\text{max}}$, МПа/град; угол поворота коленчатого вала, соответствующий максимальному давлению в цилиндре, после ВМТ φ_z , град; угол поворота коленчатого вала, соответствующий началу отрыва линии сгорания от линии сжатия, φ_e , град.

Оборудование, применяемое при испытании

Схема установки для индицирования двигателя приведена на рис. 23. Установка включает испытываемый двигатель 1, электронный осциллограф 2, усилители-формирователи 3...7 соответственно положения поршня в ВМТ угловых меток, синхронизации цикла и начала истечения топлива из форсунки;

датчики 8, 9, 10, 11, 12 соответственно начала впрыскивания топлива, давления газов в цилиндре двигателя, угловых меток, отметки В М Т и синхронизации цикла.

Для регистрации индикаторных диаграмм на экране осциллографа посредством синхронизации цикла выполняют развертку диаграммы с момента закрытия впускного клапана до момента открытия выпускного.

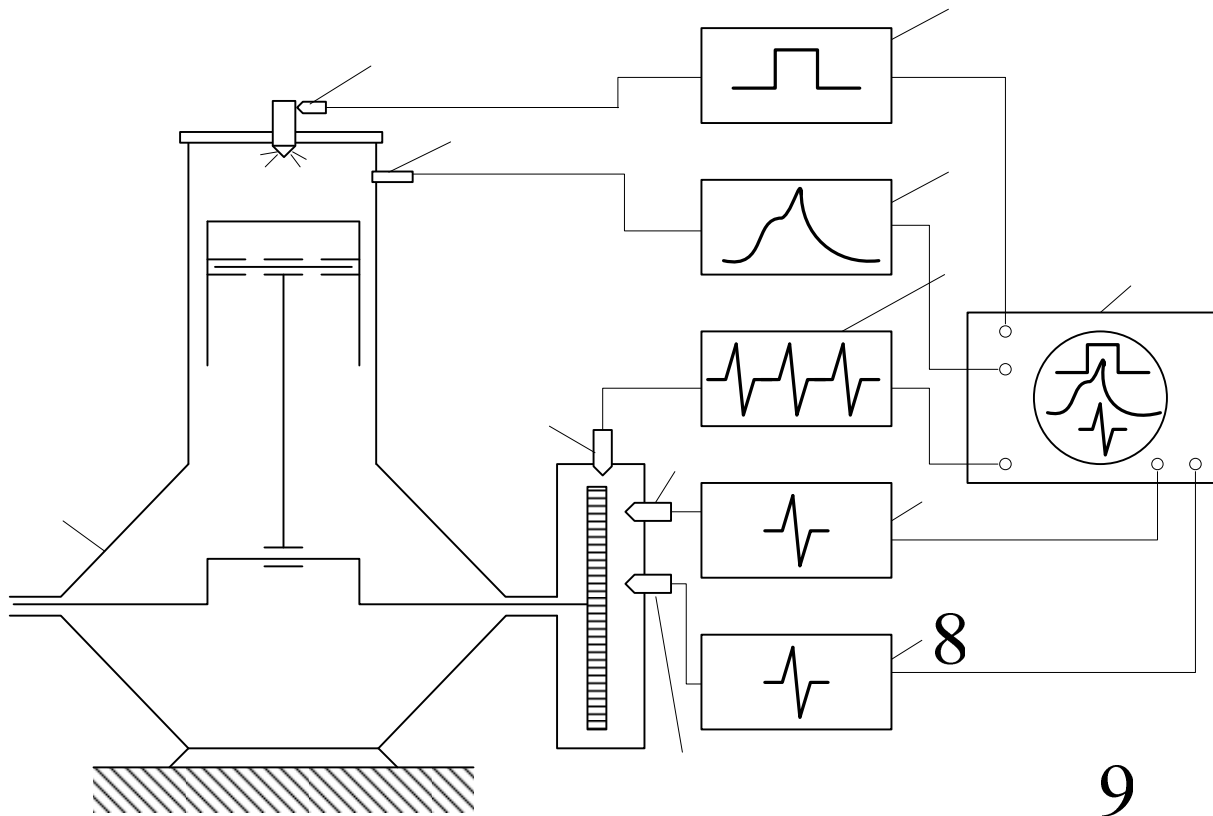


Рис. 23. Схема установки для индицирования двигателя

Сигналы отметки ВМТ, угловых меток и начала впрыска поступают на входы отдельных каналов осциллографа. Сигнал с датчика давления, установленного в камере сгорания двигателя, непосредственно поступает на вход осциллографа. Такое включение датчика (тензометрического типа) позволяет уменьшить влияние промежуточных усилителей на точность индицирования. На рис. 24 в качестве примера представлена развернутая индикаторная диаграмма единичного цикла.

10

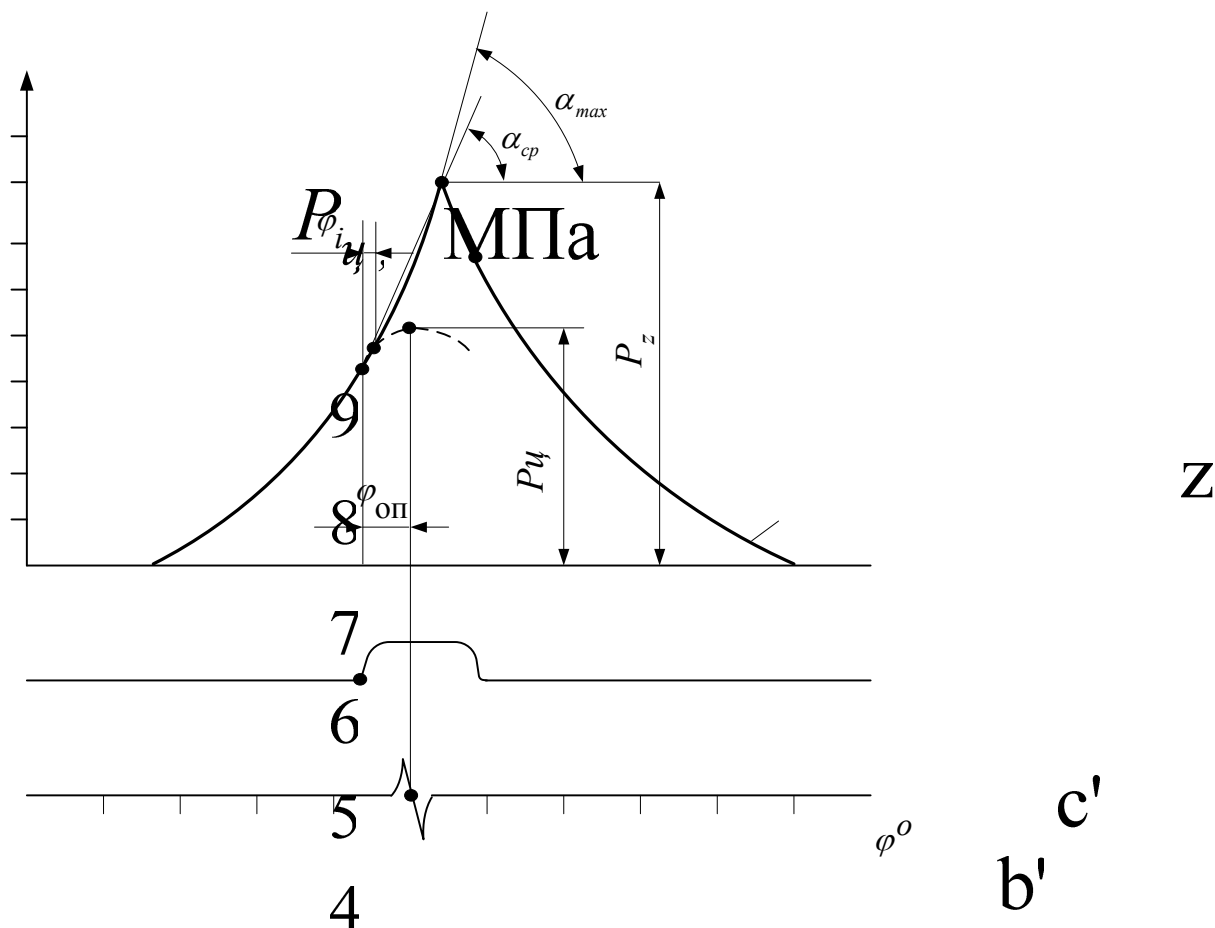


Рис. 24. Развернутая индикаторная диаграмма единичного цикла

3. Порядок выполнения работы

Испытания проводятся на технически исправном двигателе с нормальными эксплуатационными регулировками при его нормальном тепловом режиме. На номинальном режиме работы двигателя записываются показания всех приборов, регистрирующих частоту вращения коленчатого вала, крутящий момент на валу тормозной установки, расходы воздуха на впуске и топлива, температуры охлаждающей жидкости, масла смазки, отработавших газов, окружающего воздуха и топлива, давления масла и других показателей. Одновременно на экране электронного осциллографа демонстрируется индикаторная диаграмма рабочего процесса в одном из цилиндров двигателя. При анализе процесса сжатия по индикаторной диаграмме определяют следующие характеристики процесса.

Средний показатель политропы n_1 за весь процесс рассчитывают по формуле

$$n_1 = \frac{\lg P_c - \lg P_a}{\lg \varepsilon},$$

где P_c – давление в конце сжатия, определяют по индикаторной диаграмме; P_a – давление в конце впуска также определяют по диаграмме с учетом угла запаздывания закрытия впускного клапана или выражения $P_a = 0,95 P_0$; ε – степень сжатия принимают по паспортным данным двигателя.

Угол опережения впрыскивания топлива $\varphi_{оп}$ на диаграмме соответствует периоду от момента начала истечения топлива из форсунки до линии ВМТ. Продолжительность процесса впрыскивания $\varphi_{впр}$ определяется от момента начала истечения топлива из форсунки до посадки ее иглы. Найденные значения углов $\varphi_{оп}$, $\varphi_{впр}$ используют для определения времени опережения впрыскивания и продолжительности периода впрыскивания по формулам:

$$\tau_{оп} = \varphi_{оп} / (6 n); \tau_{впр} = \varphi_{впр} / (6 n),$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Период задержки воспламенения φ_i соответствует продолжительности от момента начала истечения топлива из форсунки до момента начала отрыва линии сгорания (точка c') от линии сжатия.

В единицах времени период задержки воспламенения, с,

$$\tau_i = \varphi_i / (6 n) .$$

Процесс сгорания охватывает период от момента фактического поступления топлива в камеру сгорания (точка b') до начала резкого нарастания давления (точка c'), далее включает период быстрого нарастания давления (непосредственно сгорания большей доли топлива) и период его догорания на линии расширения.

В результате обработки индикаторной диаграммы каждый из рассмотренных периодов процесса сгорания может быть оценен рядом параметров.

Период задержки воспламенения составляет $\tau_1 = 1 \dots 5$ мс, при этом в камере сгорания накапливается определенное количество топлива до 30 % (у тихоходных дизелей), до 60...70 % и даже до 100 % (у быстроходных дизелей).

Период резкого нарастания давления характеризуется средней и максимальной скоростями нарастания давления, степенью повышения давления. Средняя скорость нарастания давления $(\Delta P / \Delta \varphi)_{ср}$ определяется по диаграмме, если из точки c' провести прямую в точку z . Получаемый в результате угол наклона прямой $\alpha_{ср}$ характеризует $(\Delta P / \Delta \varphi)_{ср}$; тогда ее значение определится из соотношения

$$(\Delta P / \Delta \varphi)_{ср} = \mu_p \operatorname{tg} \alpha_{ср} / \mu_\varphi ,$$

где μ_p - масштаб диаграммы по оси ординат, МПа/мм; μ_φ - масштаб диаграммы по оси абсцисс, град/мм.

Значение средней скорости нарастания давления может быть также определено по формуле

$$(\Delta P / \Delta \varphi)_{ср} = (P_z - P_c) (\varphi_z - \varphi_c),$$

где φ_z и φ_c - периоды соответственно достижения максимального давления сгорания и давления сжатия, град.

Максимальная скорость нарастания давления определяется углом наклона $\alpha_{\max}$, образованным касательной к линии сгорания на участке наиболее резкого нарастания давления $c'-z$, рассчитывается по формуле

$$(dP/d\varphi)_{\max} = \mu_p \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max} / \mu_\varphi .$$

Степень повышения давления λ определяется по формуле

$$\lambda = P_z / P_c ,$$

где P_z и P_c – наибольшие давления сгорания и конца сжатия, определяются по индикаторной диаграмме.

Значения максимальной скорости нарастания давления могут достигать 1,5 МПа/град.

Для расчета среднего индикаторного давления может быть использован метод гармонического анализа.

Индикаторная мощность, кВт

$$N_i = p_i V_h n i / 120.$$

Мощность механических потерь, кВт

$$N_M = N_i - N_e.$$

Среднее давление механических потерь, МПа

$$p_M = p_i - p_e .$$

Индикаторный удельный расход топлива при работе на жидком топливе, г/(кВт·ч)

$$g_i = 10^3 G_T / N_i.$$

Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = 3.6 \cdot 10^3 / (g_i Q_H) ,$$

где $Q_H = 42,44$ МДж/кг для дизельного топлива;

$Q_H = 44,93$ МДж/кг для автомобильного бензина.

Механический коэффициент полезного действия

$$\eta_M = N_e / N_i .$$

Эффективный коэффициент полезного действия

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

Результаты измерений и расчетов заносятся в протокол испытаний. К протоколу испытаний прикладывается индикаторная диаграмма с обозначением параметров процессов сжатия и сгорания. Основные расчетные формулы содержатся в работе 1(п.3.4.2).

4. Содержание отчета

1. Результаты измерений по протоколу испытаний (форма 1 приложения).
2. Индикаторная диаграмма с обозначением параметров процессов сжатия и сгорания.
3. Показатели рабочего процесса по индикаторной диаграмме (форма 2 приложения).

4. Результаты расчета коэффициентов Фурье (форма 3 приложения) и расчетные параметры рабочего процесса (форма 4 приложения).

3.4.4. РАБОТА 3

СНЯТИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

1. Цель работы

Снятие внешней скоростной характеристики карбюраторного двигателя.

2. Общие положения

Определение характеристики

Внешней скоростной характеристикой карбюраторного двигателя называют зависимости эффективной мощности, крутящего момента, среднего эффективного давления, часового и удельного эффективного расходов топлива и других показателей от частоты вращения коленчатого вала двигателя при постоянном полном открытии дроссельной заслонки карбюратора.

Скоростная характеристика позволяет оценить динамические качества двигателя, его способность преодолевать временно возросшие сопротивления. Характеристика снимается на карбюраторном двигателе 24Д.

Условия снятия характеристики

Тепловой режим двигателя и регулировка карбюратора нормальные. Дроссельная заслонка открыта полностью и закреплена. Частота вращения коленчатого вала двигателя изменяется посредством изменения нагрузки на тормозе.

3. Порядок выполнения работы

Перед началом снятия характеристики в группе студентов распределяются обязанности по регистрации барометрического давления, температуры и влажности окружающего воздуха, частоты вращения коленчатого вала двигателя, нагрузки на тормозе, навески и времени расхода топлива за опыт, расхода воздуха и давления на всасывании двигателя, температуры охлаждающей жидкости и масла, а также по расчету следующих величин: эффективной мощности двигателя, часового и удельного расходов топлива, среднего эффективного давления, эффективного КПД, коэффициентов избытка воздуха и наполнения и других показателей.

При снятии внешней скоростной характеристики карбюраторного двигателя студенты проводят исследования по оценке токсичности двигателя 24Д и выявлению оптимальных регулировок угла опережения зажигания.

Первый опыт проводят при полностью открытой дроссельной заслонке и минимальной частоте вращения коленчатого вала, обеспечивающей

устойчивую его работу. В следующих опытах постепенно уменьшают нагрузку на тормозе так, чтобы частота вращения увеличилась на 200...300 мин⁻¹. Число опытов при снятии внешней скоростной характеристики должно быть достаточным для получения максимального крутящего момента и максимальной мощности, т.е. не менее 8 опытов. Основные расчетные формулы содержатся в работе 1 (п.3.4.2).

4. Содержание отчета

1. Результаты измерений и расчетов по протоколу испытаний (форма 5 приложения).
2. Графики:
 - 1) $N_e, p_e, M_k, G_T, g_e = f(n)$;
 - 2) $\eta_v, \alpha, \eta_e, t_T$ и др. $= f(n)$.
3. Анализ результатов испытаний.

3.4.5. РАБОТА 4

СНЯТИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

1. Цель работы

Снятие внешней скоростной характеристики дизеля.

2. Общие положения

Определение характеристики

Внешней скоростной характеристикой автомобильного дизеля называют зависимости эффективной мощности, крутящего момента, часового и удельного эффективного расходов топлива и других показателей от частоты вращения коленчатого вала дизеля при положении органов управления регулятором, соответствующем полной подаче топлива.

Внешняя скоростная характеристика с регуляторной ветвью снимается при установке акселератора (рычага управления регулятором) в рабочее положение «до упора». Частичные регуляторные характеристики определяются при промежуточных положениях рычага акселератора. Характеристика снимается на дизеле КамАЗ-740.

Условия снятия характеристики

Нормальный тепловой режим работы двигателя. Нормальные эксплуатационные регулировки топливной аппаратуры. Рычаг акселератора устанавливается в рабочее положение «до упора». Увеличивая нагрузку на тормозе, переходим от режима максимальной частоты вращения холостого хода до режима соответствующего максимальному крутящему моменту.

3. Порядок выполнения работы

Перед началом снятия характеристики в группе студентов распределяются обязанности по регистрации барометрического давления, температуры и влажности окружающего воздуха, частоты вращения коленчатого вала двигателя, нагрузки на тормозе, навески и времени расходов топлива за опыт, расхода воздуха и давления на всасывании двигателя, температуры охлаждающей жидкости и масла, а также по расчету следующих величин: эффективной мощности двигателя, часового и удельного эффективного расходов топлива, среднего эффективного давления, эффективного КПД, коэффициентов избытка воздуха и наполнения и других показателей.

При снятии внешней скоростной характеристики дизеля с регуляторной ветвью студенты проводят исследования по оценке дымности двигателя КамАЗ-740 при работе на полных и частичных нагрузках.

Перед началом первого опыта рычаг акселератора устанавливают в рабочее положение «до упора». Характеристику снимают путем последовательного увеличения нагрузки от нулевой до полной при частоте вращения, соответствующей максимальному крутящему моменту. Последний опыт проводится при частоте вращения, составляющей не более 85 % от частоты вращения при максимальном крутящем моменте. Для снятия регуляторной ветви характеристики на участке от $n_{xx \max}$ до $n_{ном}$ необходимо получить 3...4 точки, что достигается небольшим увеличением нагрузки, приводящим к снижению частоты вращения на 20...30 мин⁻¹. Далее частота вращения изменяется в сторону снижения при каждом опыте на 200 мин⁻¹. Основные расчетные формулы содержатся в работе 1.

4. Содержание отчета

1. Результаты измерений и расчетов по протоколу испытаний (форма 6).
2. Графики:
 - 1) $N_e, M_k, p_e, G_T, g_e, \eta_e = f(n)$;
 - 2) $n, M_k, p_e, G_T, g_e, \eta_e = f(N_e)$.
3. Анализ результатов испытаний.

Приложение

Форма 1

ПРОТОКОЛ ИСПЫТАНИЙ

Барометрическое давление _____
Температура воздуха в помещении _____
Относительная влажность воздуха _____
Тип двигателя, марка _____

№ опыта	Частота вращения коленчатого вала		Показания измерительного устройства тормоза		Расход топлива за опыт	Время расхода топлива за опыт	Показания микроманометра		Угол опережения зажигания
Обозна- чения									
Размер- ность									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя		Температура масла в поддоне		Температура отработавших газов в выпускных коллекторах		Давление масла в главной масляной магистрали		Дополнительные показатели (НИРС)	
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20

ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА
(по индикаторной диаграмме)

Показатели	Угол задержки воспламенения	Максимальное давление цикла	Максимальное давление сжатия	Средняя скорость нарастания давления в цилиндре	Степень повышения давления	Степень последующего расширения	Показатель политропы сжатия	Среднее индикаторное давление
Обозначение								
Размерность								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Величина								

КОЭФФИЦИЕНТЫ ФУРЬЕ

Ординаты диаграммы, мм		y ₁ =	y ₂ =	y ₃ =	y ₄ =	y ₅ =	y ₆ =	
	y ₁₂ =	y ₁₁ =	y ₁₀ =	y ₉ =	y ₈ =	y ₇ =		
Разности ординат		d ₁ =	d ₂ =	d ₃ =	d ₄ =	d ₅ =		
Суммы произведений	S ₁ = 0.5 (d ₁ +d ₅) + d ₃		S ₂ = 0.866 (d ₂ + d ₄)		S ₁ = 0.707 (d ₁ - d ₅)		S ₂ = 0.707 (d ₂ - d ₄)	
Коэффициенты Фурье	B ₂ = (S ₁ + S ₂) / 12				B ₄ = (S ₁ + S ₂) / 12			

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Параметр	Частота вращения коленчатого вала	Крутящий момент двигателя	Среднее эффективное давление	Эффективная мощность		Расход топлива		Удельный расход топлива		Эффективный КПД
Обозначение										
Размерность										
№ п/п	1	2	3	4		5		6		7

Скорость воздуха	Объемный расход воздуха	Массовый расход воздуха	Коэффициент избытка воздуха	Коэффициент наполнения	Индикаторная мощность	Мощность механических потерь
8	9	10	11	12	13	14
Среднее давление механических потерь	Индикаторный удельный расход топлива	Механический КПД	Индикаторный КПД	Термический КПД	Относительный КПД	Концентрация вредного компонента в отработавших газах
15	16	17	18	19	20	21

ПРОТОКОЛ ИСПЫТАНИЙ

Барометрическое давление _____
Температура воздуха в помещении _____
Относительная влажность воздуха _____
Тип двигателя, марка _____

№ опыта	Частота вращения коленчатого вала		Показания измерительного устройства тормоза		Расход топлива за опыт	Время расхода топлива за опыт	Показания микроманометра		Давление масла в главной масляной магистрали	Температура масла в поддоне
Обозна- чения										
Размер- ность										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

Температура охлаждающей жидкости		Температура отработавших газов		Разрежение во всасывающем трубопроводе		Угол опережения зажигания	Эффективная мощность двигателя	Крутящий момент	Среднее эффективное давление	
12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Часовой расход топлива	Удельный расход топлива	Скорость воздуха	Объемный расход воздуха	Массовый расход воздуха	Коэффициент наполнения	Коэффициент избытка воздуха	Эффективный КПД	Токсичность отработавших газов		
23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33

ПРОТОКОЛ ИСПЫТАНИЙ

Барометрическое давление _____
Температура воздуха в помещении _____
Относительная влажность воздуха _____
Тип двигателя, марка _____

№№ п/п	Частота вращения коленчатого вала	Показатели измерительного устройства тормоза	Расход топлива за опыт	Время расхода топлива за опыт	Давление масла в главной масляной магистрали	Угол опережения впрыска
Обознач.						
Размерн.						
1	2	3	4	5	6	7

Температура цилиндров	Температура масла в поддоне	Температура отработавших газов в выпускных коллекторах	Дымность отработавших газов	Дополнительные показатели (НИРС)	Частота вращения двигателя	Крутящий момент двигателя
8	9	10	11	12	13	14
Среднее эффективное давление	Эффективная мощность	Расход топлива	Удельный расход топлива	Эффективный КПД	Номинальный коэффициент запаса крутящего момента	Дополнительные показатели (НИРС)
15	16	17	18	19	20	21



4. Блок контроля освоения дисциплины

4.1. Задание на контрольную работу

Контрольная работа включает в себя тепловой расчет поршневого двигателя. Выбор исходных данных для расчета производится по двум последним цифрам шифра студента согласно табл. 14 и 15. Методика выполнения контрольной работы и справочные материалы изложены в [5].

Контрольная работа (кроме основных разделов) должна включать содержание, введение, выводы и список использованной литературы.

Во введении студент должен отразить роль и значение двигателя в автомобиле, а также основные преимущества и недостатки поршневых ДВС. В выводах должны быть представлены результаты расчетов и основные параметры двигателя.

Прилагаемые графики расчетов рекомендуется выполнять на миллиметровке разноцветными фломастерами, они должны иметь нумерацию и подрисовочные подписи.

Таблица 13

Параметры двигателя	Последняя цифра шифра студента									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Номинальная мощность, кВт	130	80	40	100	110	65	140	90	55	125
Число цилиндров	8	6	4	6	8	4	8	6	4	6
Расположение цилиндров	V90°	рядн.	рядн.	V90°	V90°	рядн.	V90°	рядн.	рядн.	V90°

Таблица 14

Параметры двигателя	Предпоследняя цифра шифра студента									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Тип двигателя	Дизель	Карбюраторный	Дизель	Карбюраторный	Дизель	Карбюраторный	Дизель	Карбюраторный	Дизель	Карбюраторный
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	2800	5800	1900	5400	2200	5000	2000	4500	1800	4000
Степень сжатия	17	9	15,5	8,5	16,5	8	16	8,3	14	7,5
Коэффициент избытка воздуха	1,6	0,95	1,5	0,92	1,45	0,88	1,65	0,87	1,55	0,85

4.2. Методические указания к выполнению контрольной работы

Исходными материалами для выполнения контрольной работы являются данные, приведенные в табл. 14, 15. Кроме основных данных для выполнения работы, по рекомендованной технической литературе выбираются и некоторые другие исходные величины.

. ТРЕБОВАНИЯ К СОДЕРЖАНИЮ, ОФОРМЛЕНИЮ И ОБЪЕМУ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Контрольная работа выполняется в виде расчетно-пояснительной записки.

Выполненная работа сдается преподавателю в сброшюрованном виде. По замечаниям руководителя студент дорабатывает контрольную работу, вносит необходимые исправления и представляет ее к защите.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать следующие разделы:

Оглавление.

Введение.

1. Задание на контрольную работу.
2. Тепловой расчет двигателя.
3. Выводы.

Литература.

Приложение (программы расчета на ЭВМ и другие справочные материалы).

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах писчей бумаги формата А4 (210 x 297 мм), по тексту сопровождается необходимыми графиками, схемами, таблицами и должна отвечать общим требованиям к текстовым документам. Эти требования аналогичны требованиям, предъявляемым к пояснительной записке дипломного проекта. Графики и схемы относятся к категории «рисунок» и должны иметь сквозную нумерацию и названия (например: Рис.1. Индикаторная диаграмма). Располагаются они сразу после ссылки в тексте или на следующей (отдельной) странице. Таблицы имеют свою сквозную нумерацию и размещаются аналогичным образом. Вышеназванные материалы в пределах записки имеют сквозную нумерацию страниц с текстовыми листами. Графики и схемы выполняются карандашом на листах А4. При этом графики строятся только на миллиметровке.

Текстовая часть записки должна быть написана разборчивым почерком, коротко, без лишних пояснений, повторений и выписок из учебников и литературных источников, на которые должны быть только ссылки по тексту. Необходимые для расчета формулы выписываются в буквенном обозначении, затем в них подставляются цифровые значения параметров и

пишется результат расчета с обозначением размерности. Если формула используется для повторяющихся расчетов с разными цифровыми значениями, эти значения в формулу не вписываются, а результаты расчета оформляются в виде таблицы.

В том случае, если расчет выполняется на ЭВМ, в записке представляются распечатки, выданные вычислительной машиной.

Все разделы и подразделы записки должны иметь цифровую рубрикацию (например, в разделе 2 подразделы 2.1, 2.2 и т.д.) и соответствовать оглавлению. Расчетно-пояснительная записка имеет объем 10...15 листов.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО СБОРУ МАТЕРИАЛА И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТИ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Во введении необходимо рассмотреть тенденции развития отечественного и зарубежного автомобильного двигателестроения, направления, способствующие улучшению конструкции, повышению надежности, экономичности, экологической безопасности и т. д.

Заданием на контрольную работу являются данные, изложенные в табл. 14, 15.

Тепловой расчет служит для определения мощностных и экономических показателей проектируемого двигателя, а также его основных размеров - диаметра цилиндра и хода поршня.

Тепловой расчет начинается с выбора исходных данных. Часть из них (эффективная мощность, частота вращения коленчатого вала, число и расположение цилиндров, степень сжатия и коэффициент избытка воздуха) заданы (см. табл. 14,15). Другие выбираются по мере необходимости в соответствии с рекомендациями, изложенными в литературе [5].

При выполнении теплового расчета определяются:

- параметры топлива и рабочей смеси, окружающей среды и остаточных газов;
- параметры процесса впуска;
- параметры процесса сжатия;
- параметры процесса сгорания;
- параметры процесса расширения;
- индикаторные и эффективные показатели двигателя;
- основные размеры цилиндра и конструктивные параметры двигателя.

Тепловой расчет завершается построением индикаторной диаграммы и внешней скоростной характеристики.

Методика теплового расчета приводится в работе [4]. Масштабы графиков рекомендуется принимать так, чтобы целым единицам изображенных величин соответствовали целые значения сантиметров миллиметровки (например: 1 МПа давления-2 см шкалы; 10 мм хода поршня -1 см шкалы и т. д.).

Выводы являются существенной составной частью контрольной работы. В них должны быть отражены следующие моменты:

1. Что конкретно сделано в контрольной работе.
2. В чем заключаются основные отличительные особенности рассчитанного двигателя по сравнению с аналогичными моделями.
3. На какой вид транспортного средства наиболее целесообразна установка рассчитанного двигателя.



4.3. Тренировочные тесты текущего контроля

Тест № 1

- 1. Какой теоретический цикл является аналогом рабочего цикла дизельного двигателя?**
 1. Изохорный
 2. Изобарный
 3. Смешанный
 4. Цикл Карно
- 2. Чем отличается рабочий цикл двухтактного двигателя от четырехтактного?**
 1. Процессом сгорания
 2. Наличием наддува
 3. Способом воспламенения
 4. Отсутствием тактов впуска и выпуска
- 3. Что такое коэффициент избытка воздуха?**
 1. Отношение количества свежего заряда к количеству остаточных газов
 2. Отношение действительно поданного количества воздуха к теоретически необходимому
 3. Отношение количества продуктов сгорания к количеству свежего заряда
 4. Отношение рабочего объема двигателя к объему камеры сгорания
- 4. Что оценивает октановое число бензина?**
 1. Детонационную стойкость
 2. Температуру кипения
 3. Плотность

4. Вязкость
5. **Как изменяется коэффициент наполнения при увеличении частоты вращения коленчатого вала?**
 1. Растет
 2. Уменьшается
 3. Не меняется
 4. Зависит от типа двигателя
6. **Для каких двигателей перекрытие клапанов носит благоприятный характер?**
 1. Карбюраторных
 2. Дизельных
 3. С наддувом
 4. Газовых
7. **Как осуществляется процесс сжатия в действительных циклах?**
 1. По изохоре
 2. По изобаре
 3. По адиабате
 4. По политропе
8. **Как изменяется экономичность двигателя с ростом степени сжатия?**
 1. Растет
 2. Падает
 3. Не зависит
 4. Растет только в дизелях
9. **Что ограничивает величину степени сжатия?**
 1. Геометрические размеры цилиндра
 2. Прочность деталей двигателя
 3. Теплоотвод в стенки цилиндра
 4. Показатель политропы
10. **Как изменяют степень сжатия при наддуве карбюраторных двигателей?**
 1. Увеличивают
 2. Оставляют без изменений
 3. Меняют с учетом способа наддува
 4. Уменьшают



Тест № 2

1. **Что такое внешнее смесеобразование?**
 1. Смесеобразование внутри цилиндра
 2. Смесеобразование в форкамере
 3. Смесеобразование в карбюраторе
 4. Смесеобразование в разделенных камерах
2. **Что заставляет топливо двигаться от поплавковой камеры к диффузору карбюратора?**

1. Разряжение в диффузоре
 2. Давление топливного насоса
 3. Перепад высоты
 4. Клапан экономайзера
- 3. В чем заключается основное преимущество непосредственного впрыска бензина?**
1. Простота конструкции
 2. Повышение однородности состава смеси по цилиндрам
 3. Улучшение качества распыливания топлива
 4. Установка форсунки в камере сгорания
- 4. Почему в дизелях используются топливные насосы высокого давления?**
1. Для преодоления гидравлического сопротивления форсунки
 2. Для забора топлива из топливного бака
 3. Для обеспечения качественного распыливания топлива форсункой
 4. Для повышения мощности
- 5. Какую основную роль выполняют разделенные камеры в дизелях?**
1. Повышают экономичность
 2. Упрощают конструкцию
 3. Снижают тепловые потери
 4. Снижают жесткость рабочего процесса
- 6. Как осуществляется воспламенение смеси в газодизелях?**
1. С помощью сжатия газозоудшной смеси
 2. С сохранением подачи запальной порции дизельного топлива
 3. От искры
 4. С использованием свечи накаливания
- 7. Чем различаются ламинарное и турбулентное сгорания?**
1. Переменной по величине и направлению скоростью фронта пламени
 2. Составом смеси
 3. Теплотворной способностью топлива
 4. Ламинарное происходит в карбюраторных двигателях, а турбулентное в дизелях
- 8. Когда возникает детонационное сгорание?**
1. До подачи искры
 2. При выключении зажигания
 3. На холостом ходу
 4. После подачи искры и начала основного сгорания
- 9. Что такое низкотемпературное самовоспламенение в дизелях?**
1. Воспламенение от высокой температуры
 2. Процесс искрового воспламенения
 3. Цепная реакция распада топливных молекул под действием давления и температуры, сопровождающаяся выделением тепла
 4. Конечный итог нагрева гомогенной смеси

10. Что такое жесткость рабочего процесса?

1. Максимальная скорость нарастания давления в процессе сгорания
2. Показатель прочности цилиндропоршневой группы
3. Максимальное давление сгорания
4. Шумность процесса сгорания



Тест № 3

1. **Что такое среднее индикаторное давление?**
 1. Давление в топливном насосе
 2. Давление в конце сгорания
 3. Характеристика процесса сгорания
 4. Удельная работа цикла
2. **Как изменяются индикаторные показатели при замене чугунного поршня на алюминиевый?**
 1. Не меняются
 2. Растут
 3. Уменьшаются
 4. Это зависит от формы камеры сгорания
3. **Какой вид потерь не входит в механические потери?**
 1. Потери на трение
 2. Вентиляционные потери
 3. Потери на привод вспомогательных механизмов
 4. Потери тепла в системе охлаждения
4. **От чего в первую очередь зависит среднее давление механических потерь?**
 1. От средней скорости поршня
 2. От давления наддува
 3. От давления на выпуске
 4. От числа цилиндров
5. **Что такое литровая мощность двигателя?**
 1. Мощность двигателя, выраженная в литрах
 2. Отношение эффективной мощности к рабочему объему
 3. Отношение эффективной мощности к габаритному объему
 4. Отношение эффективной мощности к расходу топлива
6. **Для чего используется расчетный метод определения составляющих теплового баланса?**
 1. Для последующего расчета систем двигателя
 2. Для построения универсальной характеристики
 3. Для определения расхода топлива
 4. Для определения путей совершенствования двигателя
7. **Какую функцию выполняет мощностной экономайзер?**
 1. Обеспечивает работу на холостом ходу

2. Улучшает разгонные характеристики
3. Обогащает смесь для получения максимальной мощности
4. Улучшает экономичность
- 8. Как осуществляется регулировка подачи топлива в дизелях?**
 1. Изменением частоты вращения кулачкового вала
 2. Поворотом плунжера насоса высокого давления
 3. Изменением давления впрыска
 4. Открытием нагнетательного клапана
- 9. Как приводится в действие нагнетатель турбокомпрессора?**
 1. От турбины, работающей на выхлопных газах
 2. От коленчатого вала
 3. От электродвигателя
 4. От трансмиссии
- 10. Чем ограничивается увеличение мощности двигателя с помощью наддува?**
 1. Размерами нагнетателя
 2. Расходом топлива
 3. Прочностью деталей двигателя
 4. Инерционностью турбокомпрессора

Тест № 4



- 1. Скоростная характеристика - это зависимость параметров двигателя от:**
 1. Частоты вращения коленчатого вала
 2. Мощности
 3. Крутящего момента
 4. Скорости автомобиля
- 2. Неустановившиеся режимы работы двигателя возникают:**
 1. При повороте автомобиля
 2. Когда показатели и тепловое состояние двигателя изменяются во времени
 3. На подъемах
 4. При торможении автомобиля
- 3. Внешняя скоростная характеристика определяется:**
 1. При максимальной температуре охлаждающей жидкости
 2. При максимальной частоте вращения
 3. При максимальной подаче топлива
 4. При разгоне автомобиля
- 4. Нагрузочная характеристика - это зависимость параметров двигателя от:**
 1. Частоты вращения

2. Угла опережения зажигания
3. Расхода топлива
4. Мощности двигателя
5. **Регулировочная характеристика - это зависимость параметров двигателя от:**
 1. Конструкции регулятора
 2. Нагрузочного режима
 3. Какого-либо регулировочного фактора
 4. Скоростного режима
6. **Что такое оксид углерода?**
 1. CH
 2. CO_2
 3. H_2CO_3
 4. CO
7. **В отработавших газах каких двигателей содержится больше оксида углерода?**
 1. Дизельных
 2. Карбюраторных
 3. Газобаллонных
 4. С наддувом
8. **Какие двигатели по ГОСТу проверяются на дымность?**
 1. Карбюраторные
 2. Электрические
 3. Дизельные
 4. Газотурбинные
9. **Что используется для снижения шума рабочего процесса дизелей?**
 1. Многодырчатые форсунки
 2. Альтернативные виды топлива
 3. Индивидуальные головки цилиндров
 4. Разделенные камеры сгорания
10. **Как снижается шум двигателя на впуске?**
 1. С помощью воздухоочистителя
 2. С помощью глушителя
 3. Звукоизоляцией подкапотного пространства
 4. Изменением конструкции карбюратора

Тест № 5



1. **Какой газ применяется в системах питания сжиженным газом?**
 1. Метан
 2. Пропан, бутан
 3. Водород

4. Этан
- 2. Почему возрастает долговечность газобаллонных автомобилей?**
1. Уменьшаются нагрузки на детали двигателя
 2. Меньше изнашиваются подшипники коленчатого вала
 3. Лучше сохраняется масляная пленка на зеркале цилиндра
 4. Более качественное смесеобразование
- 3. В чем заключается основное преимущество роторных двигателей?**
1. Высокая габаритная мощность
 2. Хорошая экономичность
 3. Низкая шумность
 4. Высокая надежность
- 4. Что является основным недостатком газотурбинного двигателя?**
1. Высокая частота вращения
 2. Низкая экономичность
 3. Высокая шумность
 4. Большие размеры
- 5. Что является основным недостатком роторно-поршневого двигателя?**
1. Низкая долговечность
 2. Большой расход топлива
 3. Большие размеры
 4. Повышенная вибрация
- 6. Что является основным достоинством электрического двигателя?**
1. Малая масса
 2. Большой запас хода
 3. Большая мощность
 4. Отсутствие вредных выбросов газов



Тест № 6

- 1. Величина λ - это:**
1. Степень сжатия
 2. Степень предварительного расширения
 3. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна
 4. Коэффициент избытка воздуха
- 2. Какая сила определяет износ гильзы цилиндра?**
1. Нормальная сила
 2. Радиальная сила
 3. Тангенциальная сила
 4. Сила инерции
- 3. Какая сила определяет крутящий момент цилиндра?**
1. Радиальная сила
 2. Нормальная сила
 3. Газовая сила

4. Тангенциальная сила
- 4. Развертка индикаторной диаграммы выполняется в функции от:**
 1. Хода поршня
 2. Угла поворота коленчатого вала
 3. Угла опережения зажигания
 4. Угла поворота кулачкового вала
- 5. При суммировании крутящего момента учитывается:**
 1. Длина шатуна
 2. Расположение кривошипов
 3. Расположение кривошипов, угол развала блоков
 4. Число цилиндров
- 6. Сила, действующая на поршень, складывается из:**
 1. Сил давления газа
 2. Сил давления газа и сил инерции поступательно движущихся масс
 3. Сил давления газа и сил инерции вращающихся масс
 4. Нормальной и радиальной сил
- 7. В двигателе уравниваются:**
 1. Силы инерции поступательно движущихся и вращающихся масс
 2. Силы давления газов и силы инерции
 3. Крутящий и опрокидывающий моменты
 4. Тангенциальная и радиальная силы
- 8. Сколько существует условий полной уравновешенности двигателя?**
 1. Два
 2. Четыре
 3. Восемь
 4. Шесть
- 9. Какие двигатели полностью самоуравновешены?**
 1. 4-цилиндровые рядные
 2. 6-цилиндровые V-образные
 3. 6-цилиндровые рядные
 4. 8-цилиндровые V-образные
- 10. Как осуществляется уравнивание 4-х цилиндрового рядного двигателя?**
 1. Не осуществляется
 2. С помощью выносных противовесов
 3. С помощью противовесов на щеках коленчатого вала
 4. Балансировкой маховика

Правильные ответы на тренировочные тесты текущего контроля

	Правильный ответ на вопрос									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тест № 1	3	4	2	1	2	3	4	1	2	4
Тест № 2	3	1	2	3	4	2	1	4	3	1
Тест № 3	4	3	4	1	2	1	3	2	1	3
Тест № 4	1	2	3	4	3	4	2	3	4	1
Тест № 5	2	3	1	2	1	4				
Тест № 6	3	1	4	2	3	2	1	4	3	1

4.4. Итоговый контроль. Вопросы к экзамену

1. Условия и режимы работы автомобильных двигателей.
2. Компоновка автомобиля и ее влияние на конструкцию двигателя и его систем. Требования, предъявляемые к автомобильным двигателям.
3. Классификация автомобильных двигателей.
4. Проблемы дизелизации автомобильного транспорта.
5. Идеальные, теоретические и действительные циклы; их различие и роль в изучении рабочего процесса.
6. Влияние степени сжатия на термический КПД идеальных циклов.
7. Процесс газообмена в поршневых двигателях и его основные параметры.
8. Коэффициенты наполнения и остаточных газов; их зависимость от конструктивных факторов и режимов работы двигателя.
9. Процесс сжатия и его основные показатели.
10. Процесс расширения и выпуска. Параметры конца расширения.
11. Основы процесса карбюрации. Характеристики карбюратора и методы их получения.
12. Характер протекания процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием, его основные фазы.
13. Преждевременное воспламенение смеси в карбюраторных двигателях; методы его устранения.
14. Детонационное сгорание и методы снижения детонации.
15. Непосредственный впрыск бензина, его преимущества и недостатки.
16. Методы управления топливоподачей в дизелях.
17. Требования к характеристике впрыска топлива в дизелях. Факторы, влияющие на параметры впрыска.



18. Смесеобразование в дизелях. Типы камер сгорания и организации смесеобразования.
19. Особенности объемного и пленочного смесеобразования в дизелях.
20. Особенности процесса сгорания в разделенных камерах дизелей.
21. Кинетический механизм низкотемпературного самовоспламенения; период задержки самовоспламенения и его роль в протекании процесса сгорания.
22. Фазы процесса сгорания в дизелях. Жесткость рабочего процесса.
23. Индикаторные показатели цикла и их зависимость от конструктивных факторов и режимов работы двигателей.
24. Эффективные показатели двигателя. Влияние на них различных факторов.
25. Теплообмен и тепловой баланс в поршневых двигателях.
26. Скоростные характеристики двигателей, методика их получения.
27. Нагрузочные характеристики двигателей, методика их получения.
28. Регулировочные характеристики двигателей, методика их получения.
29. Пути повышения мощности поршневых двигателей.
30. Системы и схемы наддува; оценка их достоинств и недостатков.
31. Газотурбинный наддув как средство повышения эффективных и экономических показателей двигателя.
32. Экологические свойства автомобильных двигателей.
33. Токсичность выпускных газов и методы ее снижения.
34. Методы снижения шумности двигателей.
35. Особенности перевода карбюраторных и дизельных двигателей на газообразное топливо.
36. Силы, действующие на кривошипно-шатунный механизм. Методы их определения.
37. Силы и крутящие моменты, действующие на коленчатый вал многоцилиндрового двигателя. Методы их определения.
38. Понятие уравниваемости. Условия полной динамической самоуравниваемости.
39. Уравнивание четырехцилиндрового рядного двигателя.
40. Новые типы автомобильных двигателей; их преимущества и недостатки.

СОДЕРЖАНИЕ

1. ИНФОРМАЦИЯ О ДИСЦИПЛИНЕ	3
1.1. Предисловие.....	3
1.2. Содержание дисциплины и виды учебной работы.....	4
2. РАБОЧИЕ УЧЕБНЫЕ МАТЕРИАЛЫ	4
2.1. Рабочая программа.....	4
2.2. Тематический план дисциплины.....	14
2.3. Структурно-логическая схема дисциплины	16
2.4. Временной график изучения дисциплины.....	17
2.5. Практический блок.....	18
2.6. Рейтинговая система.....	20
3. ИНФОРМАЦИОННЫЕ РЕСУРСЫ ДИСЦИПЛИНЫ	21
3.1. Библиографический список.....	21
3.2. Опорный конспект по дисциплине.....	21
Введение.....	21
3.2.1. Действительные и теоретические циклы автомобильных двигателей. Процессы их составляющие.....	24
3.2.2. Топливоподача и смесеобразование в двигателях. Теория воспламенения и сгорания.....	54
3.2.3. Показатели рабочего цикла и двигателя. Системы питания и наддува.....	72
3.2.4. Режимы работы и характеристики автомобильных двигателей. Улучшение экологических характеристик.....	79
3.2.5. Перспективы развития автомобильных двигателей.....	84
3.2.6. Кинематика и динамика автомобильных двигателей.....	95
Заключение.....	102
3.3. Глоссарий.....	102
3.4. Методические указания к выполнению лабораторных работ.....	105
3.4.1. Техника безопасности при проведении испытаний двигателя в лаборатории.....	105
3.4.2. Работа 1. Виды испытаний автомобильных двигателей. Определение основных показателей при испытании двигателя.....	106
3.4.3. Работа 2. Определение основных показателей работы двигателей внутреннего сгорания.....	112
3.4.4. Работа 3. Снятие внешней скоростной характеристики карбюраторного двигателя.....	117
3.4.5. Работа 4. Снятие внешней скоростной характеристики дизельного двигателя.....	118
Приложение.....	120
4. БЛОК КОНТРОЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ	129
4.1. Задание на контрольную работу.....	129

4.2. Методические указания к выполнению контрольной работы....	131
4.3. Тренировочные тесты текущего контроля.....	133
4.4. Итоговый контроль. Вопросы к экзамену.....	141

Владимир Алексеевич Алексеев
ТРАНСПОРТНАЯ ЭНЕРГЕТИКА
Учебно-методический комплекс

Редактор Т.В. Шибанова
Сводный темплан 2008 г.
Лицензия ЛР №020308 от 14.02.97
Санитарно-эпидемиологическое заключение №78.01.07.953.П.005641.11.03
от 21.11.2003 г.

Подписано в печать		Формат 60х84 1/16
Б. кн.-журн.	П.л. 9,25	Б.л. 4,625
Тираж 200		Изд-во СЗТУ
		Заказ

Северо-Западный государственный заочный технический университет
Издательство СЗТУ, член Издательско-полиграфической ассоциации
университетов России

191186, Санкт-Петербург, ул. Миллионная, д.5