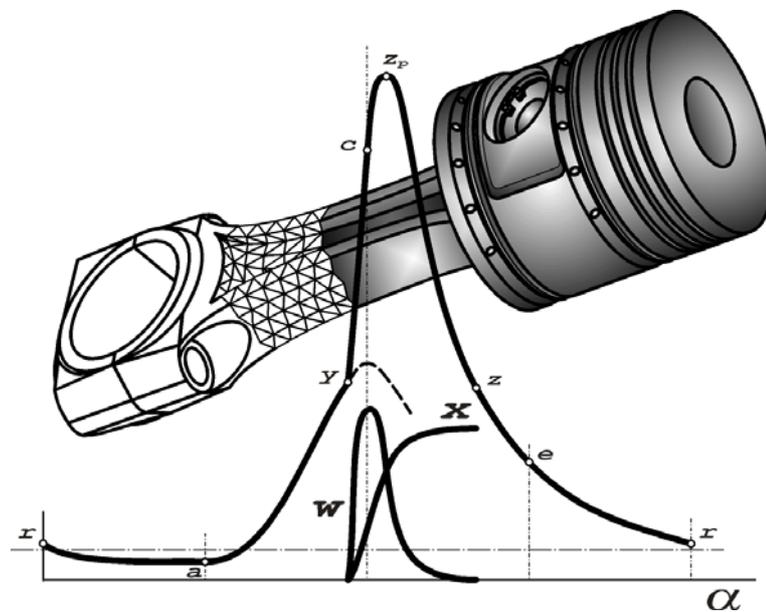


Б. А. Шароглазов
М. Ф. Фарафонов
В. В. Клементьев

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ: ТЕОРИЯ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ ПРОЦЕССОВ



Челябинск
2004

Министерство образования и науки Российской Федерации

Южно-Уральский государственный университет

621.431.73(07)

Ш 264

Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ: ТЕОРИЯ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ ПРОЦЕССОВ

Под редакцией заслуженного деятеля науки РФ, профессора,
доктора технических наук Б. А. Шароглазова

Рекомендовано Методической
комиссией и Советом Автотракторного фа-
культета ЮУрГУ в качестве учебника для
студентов высших учебных заведений, обу-
чающихся по направлению 140500 –
«Энергомашиностроение» и специальности
140501 – «Двигатели внутреннего
сгорания»

Челябинск
Издательство ЮУрГУ
2004

УДК 621.431.73(07)

Шароглазов Б. А., Фарафонов М. Ф., Клементьев В. В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания». – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2004. – 344 с.

Учебник подготовлен в соответствии с требованиями Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования и программой курса «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания».

В учебнике рассматриваются методы теоретического моделирования и расчёта процессов, составляющих рабочий цикл поршневой тепловой машины (двигателя внутреннего сгорания). Анализируется влияние различных факторов на процессы наполнения, сжатия, сгорания, расширения и выпуска. Приводятся методы определения индикаторных и эффективных показателей рабочего цикла, а также основных конструктивных параметров двигателей с внешним и внутренним смесеобразованием.

Учебник предназначен для студентов всех форм обучения, проходящих подготовку по профилю «Двигатели внутреннего сгорания», а также для студентов других специальностей, программой обучения которых предусмотрены дисциплины или разделы, посвящённые поршневым тепловым машинам и, в частности, поршневым двигателям внутреннего сгорания. Он может представлять интерес для инженерно-технических работников и аспирантов, проходящих подготовку по ДВС.

Ил. 208, табл. 35, список лит. – 57 назв.

Одобрено учебно-методическим Советом по направлению «Энергомашиностроение», специальность «Двигатели внутреннего сгорания».

Рецензенты:

- кафедра «Турбины и двигатели» ГОУ ВПО «Уральский государственный технический университет – УПИ» (зав. кафедрой – докт. техн. наук, профессор Ю. М. Бродов);
- кафедра «Тепловые двигатели» Тольяттинского государственного университета (зав. кафедрой – докт. техн. наук, профессор А. П. Шайкин);
- заслуженный деятель науки РФ докт. техн. наук, профессор В. С. Кукис (профессор кафедры «Двигатели» Челябинского военного автомобильного института);
- докт. техн. наук, профессор В. И. Суркин (зав. кафедрой «Тракторы и автомобили» Челябинского агроинженерного университета)

ISBN	© Издательство ЮУрГУ, 2004.
------	-----------------------------

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	7
ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	9
ЧИСЛЕННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ЧАСТО ВСТРЕЧАЮЩИХСЯ КОНСТАНТ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ И РАСЧЁТЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС	13
ВВЕДЕНИЕ	14
ПРОБЛЕМЫ СОВРЕМЕННОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ	23
1. РАБОЧИЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ). ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ	38
<i>1.1. Основные типы двигателей внутреннего сгорания</i>	<i>38</i>
<i>1.2. Рабочее тело ДВС. Его свойства</i>	<i>40</i>
<i>1.3. Рабочий цикл двигателя с внутренним смесеобразованием</i>	<i>44</i>
<i>1.4. Рабочий цикл двигателя с воспламенением горючей смеси от постороннего источника</i>	<i>44</i>
<i>1.5. Индикаторные диаграммы двигателей</i>	<i>45</i>
<i>1.6. Индикаторные показатели рабочего цикла двигателя</i>	<i>48</i>
2. ПРОЦЕСС ВПУСКА	53
<i>2.1. Свежий заряд и коэффициент наполнения</i>	<i>53</i>
<i>2.2. Уравнение коэффициента наполнения</i>	<i>56</i>
<i>2.3. Определение величины условного давления рабочего тела в конце такта впуска для четырёхтактных двигателей</i>	<i>60</i>
<i>2.4. Основные факторы, влияющие на коэффициент наполнения</i>	<i>60</i>
2.4.1. Гидравлическое сопротивление системы впуска	60
2.4.2. Частота вращения вала двигателя	64
2.4.3. Нагрев свежего заряда от горячих стенок цилиндра двигателя . . .	66
2.4.4. Состав смеси, род топлива и способ смесеобразования в двигателях лёгкого топлива	67
2.4.5. Организация газодинамического наддува в многоцилиндровых двигателях	68

2.4.6.	Дросселирование в двигателях с внешним смесеобразованием . . .	71
2.5.	<i>Коэффициент остаточных газов. Температура рабочего тела в конце такта впуска</i>	73
2.6.	<i>Расчёт текущих давлений при впуске свежего заряда</i>	76
3.	ПРОЦЕСС СЖАТИЯ	87
3.1.	<i>Теплообмен при сжатии</i>	89
3.2.	<i>Моделирование параметров состояния рабочего тела в процессе сжатия</i>	91
4.	ХИМИЧЕСКИЕ РЕАКЦИИ И ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ	94
4.1.	<i>Количество воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания одного кг топлива</i>	95
4.2.	<i>Коэффициент избытка воздуха</i>	97
4.3.	<i>Продукты сгорания</i>	104
4.4.	<i>Коэффициент молекулярного изменения</i>	105
5.	СГОРАНИЕ В ДВС С ВНЕШНИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ И В ДВИГАТЕЛЯХ С ВПРЫСКИВАНИЕМ ЛЁГКОГО ТОПЛИВА (ПРИНУДИТЕЛЬНОЕ ВОСПЛАМЕНЕНИЕ ГОРЮЧЕЙ СМЕСИ) . .	108
5.1.	<i>Состав смеси и её сгорание. Влияние коэффициента избытка воздуха на скорость сгорания</i>	108
5.2.	<i>Влияние угла опережения зажигания на мощность и экономичность двигателя с внешним смесеобразованием</i>	111
5.3.	<i>Нарушение сгорания в бензиновых двигателях</i>	116
5.3.1.	<i>Флуктуация процессов сгорания</i>	116
5.3.2.	<i>Преждевременное воспламенение</i>	117
5.3.3.	<i>Детонация</i>	118
5.4.	<i>Пути улучшения процесса сгорания в двигателях с внешним смесеобразованием и воспламенением от электрической искры</i> .	133
5.5.	<i>Модель изохорного сгорания. Расчёт процесса сгорания с изохорным подводом теплоты</i>	137
6.	СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ И СГОРАНИЕ В ДИЗЕЛЯХ	142
6.1.	<i>Объёмное смесеобразование</i>	142

6.2.	<i>Плёночное смесеобразование</i>	153
6.3.	<i>Воспламенение и сгорание в дизелях</i>	154
6.4.	<i>Смесеобразование и сгорание в свободном (потенциальном) вихре</i>	161
6.5.	<i>Влияние угла встречи топливной струи со стенкой и температуры стенки на кинетику сгорания</i>	166
6.6.	<i>Камеры сгорания дизелей</i>	168
6.7.	<i>Модель изохорно-изобарного (смешанного) сгорания. Расчёт процесса сгорания с изохорно-изобарным подводом теплоты</i> ...	174
7.	РАСЧЁТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ С УЧЁТОМ ДИНАМИКИ ВЫГОРАНИЯ ТОПЛИВА	180
7.1.	<i>Динамика процессов сгорания</i>	182
7.2.	<i>Кинетический закон сгорания</i>	184
7.3.	<i>Полуэмпирическое кинетическое уравнение выгорания топлива в двигателях</i>	188
7.4.	<i>Кинетические параметры процесса сгорания</i>	192
7.5.	<i>Использованная теплота и коэффициенты процесса сгорания</i> ..	195
7.6.	<i>Моделирование динамики сгорания</i>	198
8.	ПРОЦЕССЫ РАСШИРЕНИЯ И ВЫПУСКА	208
8.1.	<i>Процесс расширения</i>	208
8.2.	<i>Процесс выпуска</i>	211
9.	ПОКАЗАТЕЛИ ЦИКЛА И ДВИГАТЕЛЯ	213
9.1.	<i>Индикаторные показатели циклов со смешанным и изохорным сгоранием</i>	213
9.2.	<i>Индикаторные показатели цикла при моделировании сгорания с учётом динамики выгорания топлива</i>	217
9.3.	<i>Эффективные показатели двигателя</i>	218
9.4.	<i>Тепловой баланс двигателя</i>	224
9.5.	<i>Сравнительные показатели двигателей</i>	229
10.	ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ	234
10.1.	<i>Скоростные характеристики двигателей</i>	237

10.2. Регулировочные характеристики	248
10.3. Нагрузочные характеристики	250
10.4. Особенности внешней скоростной характеристики дизеля	251
10.5. Нагрузочно-скоростные (универсальные) характеристики	256
11. ПРОЦЕССЫ ВЫПУСКА И ПРОДУВКИ-НАПОЛНЕНИЯ В ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ	258
11.1. Конструктивные схемы продувки двухтактных двигателей	258
11.2. Индикаторная диаграмма двухтактного дизеля с прямооточной клапанно-щелевой продувкой	261
11.3. Необходимое время-сечение	263
11.4. Располагаемое время-сечение для контурной системы продувки	273
12. РЕГУЛИРОВАНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ. РАБОЧИЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЯ С АВТОМАТИЧЕСКИМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ	276
12.1. Способы регулирования степени сжатия	277
12.2. Общие предпосылки к созданию метода расчёта рабочего цикла двигателя с регулируемой степенью сжатия	294
12.3. Силы, действующие на оболочку поршня, и уравнение её равновесия	298
12.4. Уравнение равновесия иглы сливного клапана	305
12.5. Особенности движения жидкости в каналах и полостях поршня, регулирующего степень сжатия	309
12.5.1. Течение жидкости через сливной клапан поршня	309
12.5.2. Модель течения жидкости через жиклёр нижней гидравлической полости	314
12.6. Определение параметров состояния жидкого и газообразного рабочих тел в течение процессов цикла	315
12.7. Характеристики двигателей с ПАРСС	328
12.7.1. Нагрузочная характеристика	329
12.7.2. Работа на режимах с неустановившейся нагрузкой	333
ЛИТЕРАТУРА	341

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время в качестве источника механической энергии в различных отраслях народного хозяйства и в технике используются двигатели самых разных типов и схем. Среди всего многообразия двигателей незаменимых не существует. Но наибольшее и, можно сказать, господствующее распространение получили поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

Предпочтение к поршневым двигателям определяется их высокой экономичностью. По этому качеству они относятся к лучшим среди всех известных. Хорошая экономичность обусловлена высокими степенями сжатия и высокими температурами рабочего тела этих машин. Но это совсем не означает, что исчерпаны все резервы для их улучшения.

Конструкторы, инженеры-исследователи и учёные неустанно работают над созданием более совершенных и экономичных поршневых двигателей. В ходе работ рождаются предложения, которые не всегда могут быть тотчас же реализованы и проведены в жизнь. Порой обеспечение внедрения какого-либо предложения требует серьёзного предварительного изучения целого ряда технических проблем, а в отдельных случаях – разработки методов и средств решения этих проблем. Это оказывается возможным и эффективным тогда, когда исследователь владеет соответствующим теоретическим инструментарием анализа процессов, протекающих в двигателях.

Предлагаемый вниманию читателей учебник по теории, моделированию и расчёту процессов поршневых и комбинированных двигателей подготовлен с использованием сведений, содержащихся в современной литературе по ДВС. В частности, в периодической и учебной литературе, изданной ведущими учебными вузами страны, такими, как МГТУ им. Н. Э. Баумана, СПбГТУ, МАДИ (ТУ). В нём также широко использовался тот научно-технический материал, который был получен в течение многолетних исследований протекающих в двигателях процессов в лабораториях кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета.

Авторами широко использовались сведения, содержащиеся в конспекте лекций профессора И. И. Вибе по курсу «Теория двигателей внутреннего сгорания», изданном в 1974 г. в Челябинском политехническом институте [1]. Названное учебное пособие на протяжении долгих лет оставалось прекрасным учебником для студентов и аспирантов, проходящих подготовку по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» в ЧПИ (ЮУрГУ), а также и в других учебных заведениях России. Многие из его разделов и по состоянию на сегодня не утратили своей информативности и актуальности.

Непосредственному изложению материала курса предпослан небольшой раздел, посвящённый проблемам современного двигателестроения. По мнению авторов, содержание этого раздела позволит читателю ещё до знакомства с теоретическим инструментарием, применяемым для моделирования, расчёта, анализа и исследования процессов, протекающих в двигателях внутреннего сгорания, в достаточно полной мере представить те вопросы, для решения которых может быть применён излагаемый теоретический инструментарий.

При изложении материала авторы стремились избегать повторов. Но в некоторых случаях, особенно тогда, когда темы оказывались взаимосвязанными, повторы – не дословные текстовые, а смысловые – могут встречаться.

ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ВМТ – верхняя мертвая точка;
ВСч – время-сечение;
град ПКВ – градус поворота коленчатого вала;
ДВС – двигатель внутреннего сгорания;
КПД – коэффициент полезного действия;
КС – камера сгорания;
НМТ – нижняя мертвая точка;
КШМ – кривошипно-шатунный механизм;
ОГ – отработавшие газы;
ПАРСС – поршень, автоматически регулирующий степень сжатия;
ПЭВМ – персональная электронная вычислительная машина (компьютер);
РПД – роторно-поршневой двигатель;
РТ – рабочее тело;
СЗ – свежий заряд;
ЦПГ – цилиндропоршневая группа;
ЭВМ – электронная вычислительная машина

g – ускорение свободного падения;
 g_e – удельный эффективный расход топлива двигателем;
 H_u – низшая теплотворная способность топлива;
 i – число цилиндров двигателя;
 m – показатель характера сгорания в уравнении выгорания И. И. Вибе;
 N_e – эффективная мощность двигателя;
 n – частота вращения коленчатого вала двигателя;
 n_n – частота вращения коленчатого вала двигателя на режиме номинальной мощности;
 n_m – частота вращения коленчатого вала двигателя на режиме максимального крутящего момента;
 n_1 – показатель политропы сжатия;
 n_2 – показатель политропы расширения;
 p – текущее давление рабочего тела в цилиндре двигателя;
 p_0 – давление окружающей среды; давление перед впускными органами;
 p_r – давление остаточных газов;

p_k – давление наддува; давление свежего заряда перед впускными органами при наддуве;
 $p_{\text{макс}}$ – максимальное давление рабочего тела в цилиндре двигателя;
 p_e – среднее эффективное давление рабочего тела;
 p_i – среднее индикаторное давление рабочего тела;
 Q_z – общая использованная теплота сгорания;
 q_z – удельная использованная теплота сгорания;
 R – универсальная газовая постоянная;
 R_g – газовая постоянная;
 T – текущая температура рабочего тела в цилиндре двигателя;
 T_r – температура остаточных газов;
 T_{Γ} – температура газов в выпускном трубопроводе;
 T_0 – температура окружающей среды; температура заряда перед впускными органами;
 $T_{\text{макс}}$ – максимальная температура рабочего тела;
 T_k – температура воздушного заряда на выходе из компрессора; температура рабочего тела перед впускными органами при наддуве;
 ΔT – степень подогрева воздушного заряда от горячих стенок при впуске;
 V_h – рабочий объём цилиндра;
 V_a – полный объём рабочего тела в конце такта впуска;
 V_0 – объём свежего заряда, поступившего в цилиндр, приведённый к параметрам состояния окружающей среды;
 v – текущий удельный объём рабочего тела;
 v_a – удельный объём рабочего тела в конце такта впуска;
 v_0 – удельный объём рабочего тела, приведённый к параметрам окружающей среды;
 y – точка на линии сжатия индикаторной диаграммы, соответствующая моменту воспламенения топлива (точка отрыва линии сгорания от линии сжатия);
 x – текущее значение доли выгоревшего топлива;
 α – угол поворота коленчатого вала двигателя, отсчитываемый от ВМТ;
 α – коэффициент избытка воздуха;
 β – действительный коэффициент молекулярного изменения;
 β – коэффициент сжимаемости жидкости;
 γ – коэффициент остаточных газов;
 γ – плотность жидкости;
 γ_0 – плотность свежего заряда;
 ε – степень сжатия;
 η_v – коэффициент наполнения;
 η_m – механический КПД двигателя;

η_i – индикаторный КПД;
 η_e – эффективный КПД;
 θ – угол опережения воспламенения;
 $\lambda = r/L_{ш}$ – отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна $L_{ш}$;
 μ_T – кажущаяся (условная) молекулярная масса топлива;
 μ – коэффициент расхода;
 μC_p – мольная теплоёмкость рабочего тела при постоянном давлении;
 μC_v – мольная теплоёмкость рабочего тела при постоянном объёме;
 π_k – степень повышения давления воздуха в наддувочном компрессоре;
 $\sigma(\alpha)$ – кинематическая функция хода поршня;
 τ – коэффициент тактности (равен 4 для четырёхтактных двигателей и 2 – для двухтактных ДВС);
 φ – угол поворота коленчатого вала в градусах ПКВ, отсчитываемый от начала горения;
 φ_z – условная продолжительность сгорания топлива;
 ψ – коэффициент использования теплоты;
 $\psi(\alpha)$ – кинематическая функция изменения объёма цилиндра;
 k – отношение теплоёмкостей рабочего тела;
 ξ – коэффициент эффективности сгорания;
 δ – коэффициент выделения теплоты;
 C' – жёсткость пружины сливного клапана ПАРСС;
 F – площадь поперечного сечения цилиндра (площадь днища оболочки ПАРСС);
 $F_{п}$ – площадь рабочей поверхности верхней гидравлической полости ПАРСС;
 $F_{к.п}$ – площадь рабочей поверхности нижней гидравлической полости ПАРСС;
 F_k – площадь кольцевой поверхности ПАРСС со стороны поддона двигателя;
 $f_{кл.щ}$ – текущее значение площади проходного сечения сливного клапана ПАРСС;
 $f_{кл}$ – площадь рабочей поверхности иглы сливного клапана ПАРСС;
 $f_{кл.с}$ – площадь поперечного сечения иглы сливного клапана ПАРСС;
 $f_{кл.доп}$ – площадь дополнительной рабочей поверхности иглы сливного клапана ПАРСС;
 $f_{ж}$ – площадь проходного сечения жиклёра нижней гидравлической полости ПАРСС;
 h – высота пояса поршневого кольца, контактирующего с поверхностью гильзы цилиндров;
 i – число колец на оболочке ПАРСС;
 j – ускорение переносного движения;
 $m_{об}$ – масса оболочки ПАРСС;

$m_{\text{пор}}$ – общая масса поршня;
 $m_{\text{кл}}$ – масса иглы сливного клапана ПАРСС;
 $p_{\text{в}}$ – текущее давление в верхней гидравлической полости ПАРСС;
 $p_{\text{н}}$ – текущее давление в нижней гидравлической полости ПАРСС;
 $p_{\text{р}}$ – давление кольца на стенку гильзы цилиндра, создаваемое силами упругости;
 $p_{\text{м}}$ – давление масла в масляной магистрали двигателя;
 $P_{j_{\text{об}}}$ – сила инерции, действующая на оболочку ПАРСС в переносном движении;
 $P_{j_{\text{мв}}}$ – сила инерции, действующая на масло в верхней полости ПАРСС;
 $P_{j_{\text{кл}}}$ – сила инерции, действующая на иглу сливного клапана ПАРСС в переносном движении;
 $P_{0\text{пр}}$ – усилие предварительной затяжки пружины сливного клапана ПАРСС;
 $R_{\text{тр}}$ – сила трения, действующая на оболочку ПАРСС;
 u – скорость перемещения оболочки ПАРСС в относительном движении;
 $u_{\text{кл}}$ – скорость иглы сливного клапана ПАРСС в относительном движении;
 y – текущее перемещение иглы сливного клапана ПАРСС;
 $x_{\text{п}}$ – текущее перемещение оболочки ПАРСС относительно стержня поршня;
 ε – текущее значение степени сжатия в двигателе с ПАРСС;
 ε_0 – исходное (начальное) значение степени сжатия в двигателе с ПАРСС;
 κ_1, κ_2 – коэффициенты трения оболочки о стенку цилиндра и о стержень поршня соответственно;
 κ_0 – коэффициент трения поршневых колец о стенку цилиндра

ЧИСЛЕННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ЧАСТО ВСТРЕЧАЮЩИХСЯ КОНСТАНТ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ И РАСЧЁТЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС

№ п/п	Обозначение константы	Наименование константы и её размерность	Численное значение константы
1	$\mu_{\text{в}}$	Молекулярная масса воздуха	28,97
2	$\mu_{\text{т}}$	Кажущаяся молекулярная масса топлива	Бензин – 110...120 ДТ – 180...200
3	H_u	Низшая теплотворная способность топлива, МДж/кг	Бензин – 44,0 ДТ – 42,5
4	$R = \mu R_{\text{г}}$	Универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К)	8314,3
5	$R_{\text{в}}$	Газовая постоянная для воздуха, Дж/(кг·К)	287
6	μC_v	Мольная теплоёмкость воздуха, Дж/(кмоль·К)	20758 (при нормальных условиях)
7	ρ	Плотность воздуха (сухого), кг/м ³	1,293 (при нормальных условиях)
8	$k_{\text{в}} = \frac{C_p}{C_v} = \frac{\mu C_p}{\mu C_v}$	Отношение теплоёмкостей для воздуха	1,4 (при нормальных условиях)

Примечание: с термодинамической точки зрения нормальными условиями являются следующие: давление 760 мм рт. ст. (0,1013 МПа), температура 0 °С (273 К)

ВВЕДЕНИЕ

Практическая и исследовательская деятельность людей связана с накоплением многих новых фактов. Эти факты сопоставляются, систематизируются и изучаются. В этом осмысливании фактов обнаруживаются особые свойства объекта труда, сходственные стороны, отдельное и общее, внутренние причинные связи в объекте, а это уже есть теория.

Значение теории очень велико. Теория раскрывает причинные связи и закономерности. Особенно важное значение имеют закономерности, которые устанавливают количественные соотношения между отдельными величинами, характеризующими объект и всё, что с ним связано. Количественные закономерности дают исследователю могучее орудие – математику. Последнее положение приобрело особенно большое значение в связи с появлением, развитием и массовым распространением ЭВМ.

Теория объясняет изучаемые объекты, приводит к их пониманию. Чем многостороннее выполняется этот тезис, тем важнее и ценнее данная теория.

При более глубоком изучении конкретного объекта теория помогает строить гипотезы (научные предположения), проводить новые исследования и облегчает поиск новых свойств, связей и закономерностей.

Теория даёт возможность предсказать результаты тех или иных практических действий людей. Эту мысль очень чётко выразил отечественный учёный – академик А. И. Берг: «Нет ничего более практичного, чем хорошо разработанная теория».

Таким образом, теорию применительно к любой области деятельности людей, а, следовательно, и применительно к двигателям внутреннего сгорания, можно кратко охарактеризовать как систему научных знаний, в которой обобщаются данные практики и исследований и раскрываются сущность и закономерности отдельных явлений и процессов в рассматриваемой конкретной области.

Учебная дисциплина «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания», которой и посвящено предлагаемое вниманию читателей издание, базируется, в основном, на технической термодинамике, физике, газовой динамике, химии, гидравлике, общей электротехнике. Дисциплина содержит следующие основные разделы: рабочий цикл, моделирование процессов, показатели рабочего цикла, коэффициенты полезного действия и расход топлива, тепловой расчёт, характеристики двигателей.

Значение двигателей внутреннего сгорания

Двигателем внутреннего сгорания называется тепловая машина, которая служит для преобразования энергии, получаемой в результате сжигания топлива, в механическую работу.

Мы живём в век электричества и компьютерной техники, но можно утверждать, что и в век ДВС. Объём автомобильных перевозок уже к середине прошедшего столетия достиг 20 млрд. тонн, что в пять раз превышало объём железнодорожных перевозок и в 18 раз – объём перевозок, выполнявшихся морским флотом.

Сейчас на долю автомобильного транспорта приходится более 79 % объёма перевозок грузов в нашей стране. О широкой распространённости ДВС свидетельствует и тот факт, что суммарная установленная мощность двигателей внутреннего сгорания в пять раз превосходит мощность всех стационарных электростанций мира [2]. Если в 1969 г. автомобильный парк мира составлял 228,025 млн. автомобилей (из них 180,562 млн. – легковые; 46,499 – грузовые и 0,963 млн. – автобусы), то в 2000 г. численность мирового парка автомобилей превысила 500 млн. единиц. В России он составляет более 25 млн. шт. Если принять среднюю мощность автомобильного двигателя равной 70 кВт, то суммарная мощность их составит $25 \cdot 70 = 1750$ млн. кВт. Установленная мощность всех электростанций России в 2000 г. составляла 210 млн. кВт (150 – тепловые, 40 – ГЭС, 20 – АЭС) [3].

Таким образом, суммарная мощность двигателей, установленных в России только на автомобилях, превышает суммарную мощность электростанций России в 8,3 раза.

В 1998 г. автомобильный парк России насчитывал 23,687 млн. автомобилей, из них: 18,8 млн. – легковых; 4,26 млн. – грузовых и 0,627 млн. – автобусов [2].

Развитию автомобиле- и двигателестроения в нашей стране уделяется большое внимание. Подтверждением этому может служить принятая целевая программа «Развитие автомобильной промышленности на период до 2005 года», в которой разработаны перспективные типы автобусов, грузовых и легковых автомобилей. Ставится задача достижения уровня зарубежных конкурентов. В первую очередь по топливной экономичности, надёжности, по требованиям к безопасности и экологическим качествам [4].

Оснащённость России сельскохозяйственной техникой характеризуется данными на 2000 г. [5]: тракторов – 856,7 тыс. шт. (при потребности в 2005 г., составляющей 1280 тыс. шт.), комбайнов зерноуборочных – 188,3 тыс. шт. (при потребности в 2005 г. в 360 тыс. шт.). Из приведённых данных видно, что оснащённость названной техникой отстает от потребностей 2005 г. в 1,5...2 раза.

Производство автомобилей, тракторов и комбайнов в России иллюстрируется данными табл. В. 1.

Данные, приведенные в таблице, а также информация по производству техники в 1990 г., свидетельствуют о значительном снижении выпуска автомобилей и, особенно, тракторов и комбайнов в 2000 г. Производство тракторов в 2000 г. составило 9 %, а комбайнов – 8 % по отношению к производству в 1990 г. [8]. Это обстоятельство может быть объяснено начальным этапом перехода от директивной системы управления промышленностью к рыночным отношениям.

Таблица В. 1

Производство автомобилей, тракторов и комбайнов в 2000 г.
(по данным [6,7])

№ п/п	Вид техники		Количество, тыс. шт.
1	Автомобили	Всего	1150
		В том числе:	
		– легковые	916,9
		– грузовые	183,2
		– автобусы	49,6
2	Тракторы		19,2
3	Комбайны зерноуборочные		5,2

Автомобильный завод в г. Тольятти имеет наибольший объем производства легковых автомобилей типа ВАЗ (Волжский автомобильный завод): программа выпуска в различные годы составляла от 300 до 689 тыс. (в 2000 г.) автомобилей в год. Представление о величине завода дают цифры: площадь – 500 га, длина главного корпуса – около двух километров, протяженность конвейеров – более 150 км. Коллектив завода насчитывает несколько десятков тыс. человек.

Краткий исторический обзор развития ДВС

Создателем первой тепловой (паровой) машины (1766 г.) является наш соотечественник И. И. Ползунов. Его машина была создана на 12 лет раньше паровой машины Уатта. Машину Ползунова можно считать первым тепловым двигателем универсального назначения. Машина уже содержала механизм паро-водораспределения, который, можно сказать, стал прообразом механизма газораспределения современных ДВС.

Образование И. И. Ползунов получил в арифметической школе в г. Екатеринбурге. Построенная им паровая машина имела диаметр цилиндра 700 мм,

занимала три этажа и проработала относительно недолго. После смерти Ползунова машина не нашла применения, так как крепостной труд был дешевле.

Впервые предложения о создании движущей силы путём сжигания жидкого или газообразного топлива внутри цилиндра поршневой машины были сделаны в конце XVIII века. На протяжении первой половины XIX века большинство мелких промышленных предприятий было не в состоянии приобрести дорогие паросиловые установки. Мелкие предприятия все настойчивее выдвигали спрос на дешёвые двигатели небольшой мощности, которые всегда были бы готовы к действию. Спрос вызывал целый ряд предложений со стороны многих изобретателей, но работоспособный двигатель появился на мелких предприятиях только в 1860 г. Это был двигатель француза Лемуара. В двигателе Лемуара рабочая смесь, состоявшая из воздуха и светильного газа, сгорала в цилиндре без предварительного сжатия. Газораспределение было не клапаным, а золотниковым. Схема индикаторной диаграммы двигателя Лемуара приведена на рис. В. 1. Коэффициент полезного действия этой машины был небольшим и составлял примерно 4,5 %, то есть, он был примерно таким же, как и в паровых машинах того времени. Двигателей Лемуара было построено около 1000 шт.

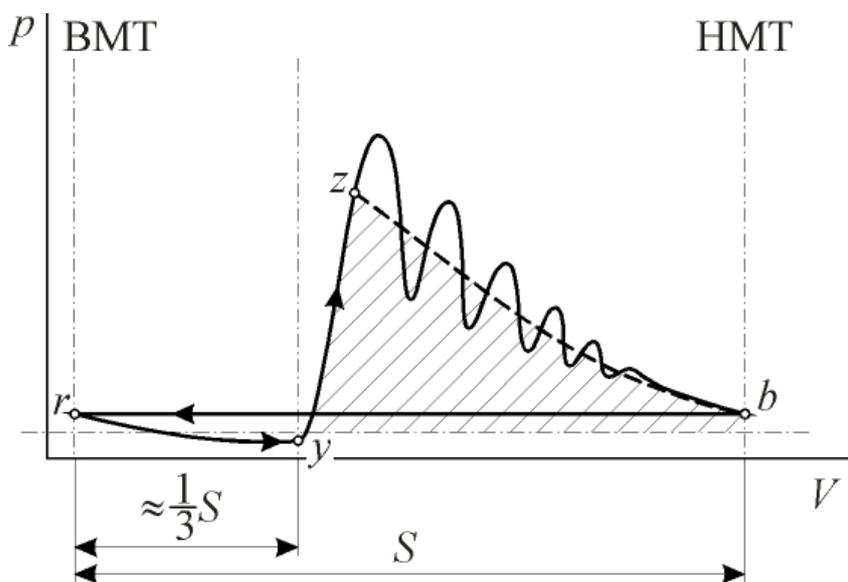


Рис. В. 1. Примерная схема индикаторной диаграммы двигателя Лемуара:

$r-y$ — впуск смеси; $y-z$ — сгорание; $z-b$ — расширение;
 $b-r$ — выпуск отработавших газов; $y-z-b-y$ — работа цикла

Молодой немецкий купец Николай Август Отто заинтересовался французским двигателем. Построив опытный двигатель системы Лемуара, он вскоре убедился в целесообразности осуществления предварительного сжатия рабочей смеси перед сгоранием и таким образом пришёл к четырёхтактному циклу. В начале 1862 г. Отто построил четырёхцилиндровый газовый двигатель с противо-

положным расположением цилиндров, который оставался работоспособным в течение многих месяцев. Однако Отто не смог, несмотря на все свои старания, устранить резкие взрывные удары (по-видимому, детонацию). Он, как и все

инженеры того времени, был убеждён в том, что продукты сгорания должны быть полностью удалены из цилиндра и поэтому применил очень сложную конструкцию поршня.

После неудачи с четырёхтактным двигателем Отто совместно с Лангеном построил работоспособный атмосферный ДВС, который был поставлен на производство (их было выпущено примерно 5000 шт.). Однако, учитывая необходимость увеличения мощности и числа оборотов вала двигателя, Отто вернулся к четырёхтактной машине. В 1876 г. ему удалось создать надежный газовый ДВС. Благодаря предварительному сжатию свежего заряда коэффициент полезного действия двигателя возрос до 12 %.

Одновременно с Отто французский железнодорожный инженер Бо-де-Рош теоретически исследовал вопрос создания высокоэкономичного двигателя. Он написал брошюру, в которой дал описание четырехтактного цикла двигателя. Эту брошюру он приложил к заявлению о выдаче патента на четырехтактный двигатель. Построить такой двигатель Бо-де-Рошу не удалось из-за отсутствия денежных средств.

В период 1879...1885 г. г. моряк русского флота Огнеслав (Игнатий) Стефанович Костович сконструировал и построил восьмицилиндровый двигатель мощностью 80 л. с., работавший на бензине. Это был первый в мире работоспособный двигатель жидкого топлива. Двигатель О. С. Костовича был предназначен для дирижабля и имел удельную массу 3 кг/л. с.

Немецкий инженер Рудольф Дизель, еще будучи студентом и слушая лекции о термодинамическом цикле Сади Карно, попытался осуществить его на практике. Первая модель двигателя не удалась. В 1897 г. Рудольф Дизель закончил испытания нового двигателя с высокой степенью предварительного сжатия рабочего тела. Этот двигатель работал на керосине и имел КПД ≈ 25 %.

Уже в 1899 г. в Петербурге на заводе Нобеля («Русский дизель») был построен первый в мире двигатель с воспламенением от сжатия, работавший на нефти. Этот двигатель, созданный русскими инженерами, имел ряд конструктивных достоинств, был надёжнее в эксплуатации и имел непревзойденный по тому времени КПД, равный ≈ 28 %.

В двигателях высокой степени сжатия распыливание топлива в процессе впрыскивания в цилиндр производилось при помощи сжатого воздуха. Воздух сжимали многоступенчатым компрессором. Таким образом, компрессор являлся неотъемлемой частью двигателя этого типа. Данное обстоятельство усложняло и удорожало двигатель и снижало надежность его работы. Кроме того, в названных двигателях процесс впрыскивания был отрегулирован так, что сгорание топлива почти не вызывало повышения давления газов и протекало при-

близительно при постоянном их давлении. Последняя причина ограничивала повышение КПД и повышала температуру отработавших газов.

Русский изобретатель Яков Васильевич Мамин в 1903...1908 г. г. построил работоспособный двигатель высокого сжатия с впрыском нефти в цилиндр без помощи сжатого воздуха. Впрыск топлива производился в предкамеру, выполненную из чугуна с медной вставкой, что позволяло получить высокую температуру поверхности предкамеры и надежное самовоспламенение [9]. Это был первый в мире бескомпрессорный дизель.

Россия является также родиной теплоходов. Весной 1903 г. на Неве появился первый в мире теплоход «Вандал». В 1904 г. был спущен на воду более совершенный теплоход «Сармат», который был снят с эксплуатации только в 1950 г. Ныне «Сармат» поставлен на якорь в г. Нижний Новгород (бывш. г. Горький) и превращен в музей отечественного судостроения.

Первый теплоход (океанский) в Европе появился лишь в 1912 г. Его построили в Дании.

В 1908 г. в Санкт-Петербурге была построена подводная лодка «Минюга», на которой установили двигатель высокого сжатия. Это было первое в мире военное судно с дизелем.

В 1935...1939 г. г. коллектив конструкторов, возглавлявшийся И. Я. Трашутиным (впоследствии – дважды Героем социалистического труда, Главным конструктором по дизелям ЧТЗ), Т. П. Чупахиным, И. Е. Вихманом и др., создал двигатель типа В-2. Этот двигатель по своим техническим параметрам может быть отнесен к лучшим достижениям мирового двигателестроения. Двигатели этого типа и до настоящего времени находят широкое применение в народном хозяйстве страны (используются на автогрейдерах, тракторах, дизель-электростанциях, на буровых установках и т. д.).

Тракторный дизель Д-35 был создан А. С. Озёрским из НАТИ. На базе этого двигателя впоследствии были созданы дизели Д-40, Д-50, а в последние годы – дизели типа Д-240, которые устанавливались на тракторы «Беларусь».

Велик вклад русских и российских учёных в теорию двигателей внутреннего сгорания.

В 1906...1907 г. г. профессор МВТУ (теперь это Московский государственный технический университет – МГТУ) Василий Игнатьевич Гриневецкий предложил тепловой расчёт двигателей, который был впоследствии усовершенствован членом-корреспондентом АН СССР Н. Р. Брилингом, профессором Е. К. Мазингом и академиком Б. С. Стечкиным. На Западе законченный метод теплового расчёта двигателей появился лишь в 1929 г.

В 1920-х г. г. начато применение наддува с приводом нагнетателя от коленчатого вала двигателя (механический наддув). Позднее применён газотурбинный наддув дизелей.

В 1937 г. в институте химической физики АН СССР начаты работы по факельному зажиганию, а в начале 1960-х г. г. на Горьковском автозаводе создана конструкция двигателя с зажиганием такого типа. Это были первые двигатели с расслоением заряда. В 1954 г. появились двигатели с впрыском бензина, что позволило повысить мощность и улучшить экономичность бензиновых ДВС [10]. В 1995 г. мировой выпуск автомобильных двигателей с впрыском бензина составил 75 % от общего числа бензиновых ДВС. Применение наддува на этих двигателях, начавшееся с 1970 г., позволило повысить их мощность на 25...30 %.

В середине 50-х годов в связи с развитием реактивных двигателей авиация перешла на потребление средних фракций нефти (керосин, реактивное топливо). Это привело к возникновению избытка легких топлив. В 1954 г. появились многотопливные двигатели фирмы MAN с М-процессом, позволяющим сжигать бензины с малыми скоростями нарастания давлений [11].

В 60-е годы возникает направление комбинации поршневого двигателя с газовой турбиной – турбокомпаундные двигатели. Большегрузные автомобили «Скания» с такими двигателями имеют мощностные и экономические показатели, находящиеся в ряду наилучших для автомобильных двигателей.

Значительным шагом в развитии автомобильного двигателестроения стало появление первого работоспособного роторно-поршневого двигателя в 1957 г., созданного в Германии под руководством немецкого исследователя Ф. Ванкеля (1902...1988 г. г.). Имея малую удельную массу и габариты, высокую надёжность, РПД достаточно быстро получили широкое распространение главным образом на легковом автотранспорте, в авиации, на судах и стационарных установках. К 2000 г. было изготовлено более двух миллионов автомобилей с РПД [12].

В последние годы продолжается процесс совершенствования и улучшения показателей бензиновых двигателей и дизелей.

Развитие бензиновых двигателей идёт по пути улучшения их экологических характеристик, экономичности и мощностных показателей путем более широкого применения и совершенствования системы впрыска бензина в цилиндры; применения электронных систем управления впрыском, расслоения заряда в камере сгорания с обеднением смеси на частичных нагрузках; увеличения энергии электрической искры при зажигании и т. д. В результате экономичность рабочего цикла бензиновых двигателей становится близкой к экономичности дизелей.

Для повышения технико-экономических показателей дизелей используют повышение давления впрыскивания топлива, применяют управляемые форсунки, форсирование по среднему эффективному давлению путём наддува и охлаждения наддувочного воздуха, используют мероприятия по снижению токсичности отработавших газов.

На рис. В. 2 приведена динамика улучшения основных показателей дизелей грузовых автомобилей, работающих в составе автопоездов (по материалам зарубежной печати). Дизели автопоездов работают на режимах, близких к полным нагрузкам. Это способствует улучшению их эксплуатационных мощностных и экономических показателей. Рис. В. 2 позволяет отметить, что примерно в 70-е г. г. происходит заметный рост литровой мощности двигателей ($N_{л} = N_e/V_h$ кВт/л, где N_e – эффективная мощность двигателя в кВт, а V_h – рабочий объём цилиндров в литрах), что объясняется начавшимся к тому времени применением дизелей с турбонаддувом. В этот же период началось более быстрое внедрение мероприятий по улучшению экономичности (эффективного КПД) в связи с энергетическим кризисом. Повышение удельной мощности, а также совершенствование конструкции двигателей способствовало снижению их удельной массы ($g_N = G_{дв}/N_e$ кг/кВт, где $G_{дв}$ – масса двигателя). Наряду с улучшением мощностных и экономических показателей повышалась надёжность, на что указывает увеличение ресурса до экономически целесообразного предела (около одного миллиона километров пробега).

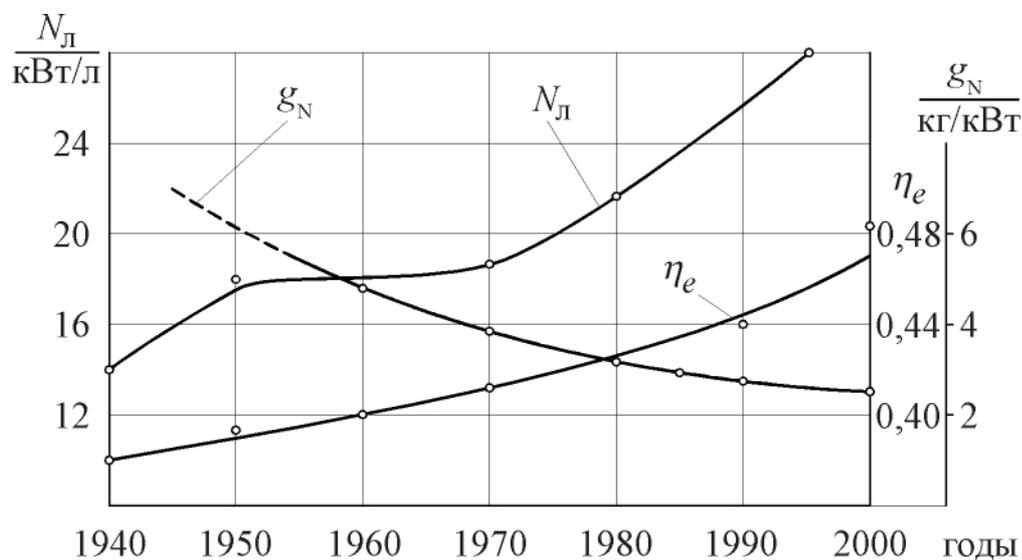


Рис. В. 2. Динамика улучшения основных показателей дизелей грузовых автомобилей, работающих в составе автопоездов

Показатели экономичности первых двигателей внутреннего сгорания и современных энергетических машин иллюстрируются данными, приводимыми в табл. В. 2 и В. 3.

Таблица В. 2

Экономичность первых тепловых двигателей

Тип теплового двигателя	Год	Страна	Эффективный КПД, %
Паровая машина И. И. Ползунова	1766	Россия	1...2
Газовый двигатель Ленуара без предварительного сжатия рабочего тела	1861	Франция	4...5
Газовый двигатель Отто с предварительным сжатием	1876	Германия	12
Бензиновый двигатель О. С. Костовича с предварительным сжатием	1879... ...1885	Россия	15
Автомобильный высокооборотный двигатель (Даймлер, Майбах)	1882	Германия	–
Керосиновый двигатель Дизеля с высоким предварительным сжатием	1897	Германия	25
Нефтяной двигатель завода Нобеля («Русский дизель») с высоким предварительным сжатием, компрессорный	1899	Россия	28
Бескомпрессорный нефтяной двигатель Я. В. Мамина	1908	Россия	–

Таблица В. 3

Экономичность современных энергетических машин

Тип энергетической машины	Эффективный КПД, %
Двигатели с воспламенением заряда от постороннего источника	25...39
Двигатели с внутренним смесеобразованием (дизели)	35...46
Реактивные двигатели	15...20
Газовые турбины	30...38
Комбинированные двигатели (дизели с газовой турбиной)	40...45
Свободнопоршневой дизель с газовой турбиной	35...40
Паровые турбины с высокими параметрами пара ($p = 15$ МПа и $t = 600$ °С)	36...38
Парогазовые (парогазотурбинные) установки	52...60

ПРОБЛЕМЫ СОВРЕМЕННОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Как источник механической энергии поршневой двигатель внутреннего сгорания получил господствующее применение в энергетике и на транспорте. Это объясняется тем обстоятельством, что по состоянию на сегодня на нашей планете нет более экономичной тепловой машины. И названное преимущество поршневого ДВС сохранится за ним, по оценкам учёных, на ближайшую перспективу, которая оценивается примерно в 30...40 лет.

В классе поршневых ДВС наиболее экономичными являются дизели. Это свойство сообщается им благодаря высоким степеням сжатия рабочего тела, при которых реализуется рабочий цикл таких машин. Чем выше ε , тем выше КПД двигателя. Однако реализация требования повышения ε сопряжена с определёнными трудностями, особенно для двигателей с внешним смесеобразованием. И это объясняется, прежде всего, видом используемых топлив: для обеспечения функционирования дизелей применяют тяжёлые сорта топлив (так называемые дизельные топлива), а в двигателях с внешним смесеобразованием (в перспективе – и в двигателях с впрыском лёгкого топлива в цилиндр) используют лёгкие топлива (бензины). Эти виды топлив существенно различаются по своим физико-химическим свойствам. Дизельные топлива легко воспламеняются, и поэтому дизельный двигатель не требует специальной системы воспламенения горючих смесей (так называемой системы зажигания): топливо, поданное в цилиндр, под действием высоких температур сжатого воздуха воспламеняется само. Наоборот, бензины (вернее горючая смесь на основе бензинов) обладает высокой температурой самовоспламенения, и поэтому для её воспламенения требуется специальная система зажигания. Но и здесь не всё просто.

Для дизелей характерна так называемая система гетерогенного (неоднородного) смесеобразования. Благодаря этой особенности горючая смесь любого качества (в смысле концентрационного соотношения компонентов горючей смеси – дизельного топлива и окислителя) относительно легко воспламеняется. Горючие смеси на основе бензинов, наоборот, характеризуются узкими пределами воспламеняемости.

Проблема качественного состава горючих смесей. Концентрационное соотношение компонентов (топлива и воздуха) в горючей смеси оценивается особым коэффициентом, который получил название коэффициента избытка воздуха (α). Если в горючей смеси содержится такое количество окислителя (воздуха), которого теоретически достаточно для полного сжигания содержащегося в ней топлива, то $\alpha = 1$. Дизели могут работать в широком диапазоне

значений α (конечно, применение низких α нецелесообразно, ибо из-за недостатка окислителя их работа будет неэкономичной). А вот для двигателей с внешним смесеобразованием характерен узкий диапазон значений α (как правило, α находится в пределах 0,75...1,15). С численными значениями α связана одна из важных проблем современного двигателестроения, а точнее сказать, – комплекс проблем. Действительно, какой бы ни была нагрузка на двигатель с внешним смесеобразованием (работает ли он на пределе его энергетических возможностей или не нагружен вообще) численное значение коэффициента избытка воздуха всё равно должно находиться в указанных пределах, ибо за пределами названных значений осуществление рабочего цикла невозможно. И в этом состоит некое противоречие: при отсутствии нагрузки мы всё же обязаны искусственно повышать расход топлива с той лишь целью, чтобы обеспечить α в названных пределах. Иными словами, должны пренебречь, и очень существенно, экономичностью машины.

Теоретически решение проблемы возможно (а на стадии НИР и ОКР это решение реализовано). Суть решения в том, что в локальной зоне пространства камеры сгорания, непосредственно примыкающей к зоне межэлектродного пространства свечи зажигания, формируется хорошо воспламеняемая горючая смесь (α чуть меньше 1,0). Здесь и формируется пламя, распространение которого по КС позволяет сжигать и очень бедные смеси (со значениями α , существенно превышающими 1,0). Такие двигатели известны. Это двигатели с форкамерно-факельным зажиганием и двигатели с послойным смесеобразованием. Широкому внедрению подобного типа двигателей в рядовую эксплуатацию по состоянию на сегодня препятствуют недостаточная изученность поведения такого типа машин применительно к различным условиям их использования.

Использование другого важного средства повышения экономичности ДВС с внешним смесеобразованием, а именно, повышения степени сжатия, затруднено в связи с так называемым явлением (проблемой) *детонации*, то есть, неправильного, взрывного характера сгорания топлива. Возможность повышения ϵ сегодня ограничивается величиной 10,5...11,0. При более высоких значениях ϵ сгорание, начинающееся нормально, затем переходит в детонационное, сопровождающееся появлением стуков, разрушением масляной плёнки на стенках трущихся пар, повышением температуры деталей, падением мощности и экономичности двигателя. Названные обстоятельства делают работу двигателя на режимах, сопровождающихся явлением детонации, нецелесообразной и аварийно опасной. Проблема предотвращения детонации связана с мерами по повышению антидетонационных качеств топлив. Наиболее эффективным и распространённым средством в этом отношении является применение специальных присадок к топливам.

Широко применяемыми присадками являются этиловые жидкости (присадки на основе химических соединений свинца). Эти присадки токсичны и ядовиты. Для указания на это обстоятельство бензины, качество которых «улучшено» таким образом, окрашивают в определённый цвет (жёлтый, красный, голубой). Но продукты сгорания, а, следовательно, и соединения свинца, образующиеся в процессе окисления компонентов топлива в **КС** двигателя, выбрасываются в окружающую среду. В этой связи возникает проблема создания таких видов топлив (или присадок к ним), которые бы были свободны от названного недостатка. Такие виды топлив и присадок к ним созданы, но остаётся не вполне решённой проблема создания дешёвой технологии их производства. Тем не менее, есть решение Правительства РФ, которым запрещается использование этилированных бензинов с 01.01.2003 г.

Системы впрыскивания топлива. Ведутся работы и по другим направлениям повышения экономичности ДВС с внешним смесеобразованием. Например, карбюраторные системы смесеобразования всё больше (особенно в зарубежном двигателестроении) уступают место системам централизованного или распределенного впрыска топлива во впускной трубопровод двигателя. Эти системы более экономичны, что обуславливается лучшим качеством приготовления горючей смеси, лучшим наполнением цилиндров двигателя свежим зарядом, а также улучшением аэродинамических характеристик впускных систем (что обусловлено исключением из системы карбюратора). Но они пока остаются системами более дорогими, хуже приспособленными к характерным для России условиям обычной эксплуатации. Такие системы требуют высокой технической культуры эксплуатирующего и, в первую очередь, ремонтирующего технику персонала. Массовое внедрение таких двигателей в рядовую эксплуатацию связано с необходимостью создания и внедрения специальных тестирующих и диагностирующих систем, которые также пока остаются дорогими и тоже требуют высокой культуры обслуживающего персонала.

С точки зрения экономичности перспективной для бензиновых двигателей является система непосредственного впрыскивания топлива в цилиндры. Применение таких систем позволит исключить потери горючей смеси, имеющие место в период так называемого перекрытия клапанов (времени, когда остаются открытыми как клапан для впуска свежего заряда в цилиндр, так и клапан для выпуска из цилиндра уже отработавшего рабочего тела). Пока такие системы, а точнее – ДВС с такими системами, находятся в стадии экспериментальных исследований. Использование же их в практике эксплуатации двигателей позволит существенно снизить разницу в КПД с дизелями. Пока же проблема применения непосредственного впрыскивания топлива в цилиндр двига-

теля с искровым зажиганием остается проблемой несколько отдалённой перспективы.

Ограничение тепловой и механической напряжённости. Уже отмечалось, что более высокая степень сжатия обеспечивает дизелю и более высокий уровень экономичности рабочего цикла. В современных массово распространённых дизелях величина ε находится на уровне 14...18 (для отечественного двигателестроения) и может достигать значений 18...24 (для некоторых двигателей зарубежных фирм). Применение более высоких значений ε ограничено тем обстоятельством, что с повышением степени сжатия растут максимальные давления рабочего тела в цилиндре, что может явиться причиной существенного роста механических нагрузок на детали цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Здесь интересно отметить тот факт, что при уровне максимальных давлений рабочего тела составляющем, например, 8...9 МПа, усилие, действующее на поршень двигателя, может достигать десятков тонн. Это обстоятельство делает целесообразным решение проблемы регулирования ε (особенно для двигателей с высокими степенями наддува). В условиях работы с полной нагрузкой $p_{\text{макс}}$ достигает больших значений, иногда превышающих допустимые, и по этой причине ε целесообразно снижать. Наоборот, при малой нагрузке на двигатель есть все основания увеличить степень сжатия с тем, чтобы сделать рабочий цикл двигателя в этих условиях его работы более экономичным.

Проблема повышения, а точнее сказать, регулирования, ε непосредственно связана с проблемой повышения эксплуатационной экономичности дизелей. Дело в том, что в силу технологических условий эксплуатации двигателя значительную часть времени, примерно 60...70 %, работают с неполной нагрузкой. Например, при выполнении бульдозерных работ 50 % времени приходится на работу вхолостую. А на частичных режимах работы процессы смесеобразования в дизелях отличаются невысоким качеством. До недавнего времени на это обстоятельство не обращали должного внимания (основной задачей считалось обеспечение высокой экономичности при работе на полных нагрузках).

Есть ещё важный недостаток, характерный для работы дизелей на малых нагрузках, особенно в условиях их использования при низких температурах окружающей среды. Он особенно проявляется в случаях, когда двигатель имеет относительно невысокую степень сжатия. Этот недостаток состоит в том, что в названных условиях использования двигателей в их КС вследствие незавершённости реакций окисления основных компонентов топлива интенсифицируются процессы образования нагаро-смолистых веществ. Эти вещества отличаются высокими клеящими свойствами, оседают на деталях и сопряжениях цилиндропоршневой группы, выносятся с отработавшими газами в выпускной

тракт, проникают в зазоры и сочленения механизма газораспределения. В условиях работающего и прогретого двигателя это обстоятельство большой опасности не представляет. Но положение меняется, когда использование двигателя связано с частыми остановками. При остывании машины ускоряются процессы полимеризации образовавшихся веществ. Проникшие в зазоры сопряжений вещества затвердевают, «склеивают» элементы сопряжений двигателя так, что последующий запуск машины становится невозможным: мощности штатных пусковых устройств оказывается недостаточно, а при более мощных пусковых устройствах может наступить разрушение механизмов двигателя. Это обстоятельство вынуждает эксплуатационников не останавливать машины даже в тех случаях, когда нет необходимости в их использовании. Например, при эксплуатации в условиях крайнего Севера дизель, запущенный в октябре, не глушат до мая. Оставлять работающей машину, когда нет необходимости в её использовании, дорого, но в названных случаях эта мера становится неизбежной.

Важной проблемой для двигателей промышленного назначения является повышение их мощности. В частности, не так давно перед Уральским турбомоторным заводом (г. Екатеринбург) поставлена задача создания дизеля для автосамосвала грузоподъёмностью 200...240 т. Мощность дизеля для такой машины должна быть равной примерно 2000 ... 2500 кВт.

Средства решения проблемы повышения мощности ДВС многообразны. К одним из них относится повышение частоты вращения вала: чем она выше, тем большую мощность может обеспечить двигатель. Использование этого средства связано с необходимостью улучшения процессов смесеобразования и сгорания, особенно в дизелях. В дизелях с повышением частоты вращения сокращается время, отводимое на названные процессы, что приводит к ухудшению качества приготовления смеси, а затем – и к ухудшению качества сгорания. Плохо приготовленная горючая смесь сгорает неэкономично и горит долго. С ростом продолжительности сгорания повышается температура рабочего тела в процессе расширения, что служит причиной увеличения температур деталей ЦПГ и выпускных газов. Именно увеличенная продолжительность сгорания топлива в дизелях сдерживает решение проблемы форсирования их по мощности повышением частоты вращения коленчатого вала: она редко превышает 2200...2600 об/мин (в двигателях с внешним смесеобразованием она составляет 3500...6000 об/мин). Перспективы повышения мощности за счёт увеличения частоты вращения вала остаются широкими.

Другим важным средством повышения мощности двигателей является наддув. Под наддувом понимается повышение мощности посредством повышения массового количества воздуха, подаваемого в цилиндры машины, с одновременным увеличением подачи топлива. Подачу воздуха увеличивают за счёт

повышения его плотности. При этом мощность двигателя повышается прямо пропорционально росту плотности. Для повышения плотности воздуха служит специальный агрегат, называемый компрессором.

К наиболее перспективным средствам наддува относится газотурбинный наддув. При таком наддуве для привода компрессора используется энергия выпускных газов двигателя. Эти газы раскручивают турбину, которая приводит компрессор.

Реализация наддува приводит к существенному росту тепловой и механической напряжённости основных деталей и механизмов ДВС, ибо она достигается введением в камеру сгорания дополнительных количеств топлива. Поэтому при использовании наддува необходимы меры по ограничению температур и максимальных давлений рабочего тела в КС, а также применение более качественных материалов для изготовления деталей. Необходимы и средства защиты двигателей от тепловых и механических перегрузок. К таким средствам относятся масляное охлаждение поршней, клапанов и межклапанных перемычек, распылителей топливных форсунок, а также регулирование степени сжатия.

Реализация мер по повышению мощности связана с необходимостью решения ряда других проблем. В частности, мощный двигатель характеризуется хорошей экономичностью при условиях использования его на режимах полных нагрузок, что, особенно для двигателей автотракторного назначения, не является характерным (уже отмечалось, что такие двигатели в условиях эксплуатации часто используются с недогрузкой). Но при переходе на частичные нагрузки это его качество в значительной мере утрачивается, и именно потому, что для работы на малых нагрузках он не рассчитывался. Выходом из положения в таких случаях может служить выключение из работы части цилиндров (или частичное выключение цилиндров: подача топлива через цикл). Тогда выключенные цилиндры «нагружают» оставшиеся в работе. Вследствие реализации этого обстоятельства КПД работающих цилиндров существенно повышается, а в целом повышается и экономичность машины. Широкое внедрение названного мероприятия в практику двигателестроения сдерживается недостаточной проработанностью автоматических устройств для выключения подачи топлива в часть цилиндров (или для подачи топлива в цилиндры через цикл), а также недостаточной изученностью вопросов динамики двигателя в условиях эксплуатации с отключением цилиндров (повышается степень неравномерности вращения коленчатого вала, могут проявиться также отрицательные эффекты насосного действия поршневых колец).

К важным проблемам двигателестроения относится проблема пуска. Особенно проблема пуска дизелей при низких температурах окружающей

среды. В таких условиях пуска свежий заряд в цилиндре дизеля не удаётся сжатием разогреть до уровня температур, достаточных для обеспечения самовоспламенения топлива (для обеспечения надёжного самовоспламенения необходимо, чтобы в конце сжатия температура достигла величины порядка 340...350 °С). Повысить температуру в конце сжатия можно различными средствами. К одним из них относится разогрев заряда продуктами сгорания топлив. Во впускном трубопроводе с помощью специальных устройств осуществляется сжигание небольшого количества топлива. Выделяющаяся при горении топлива теплота нагревает поступающий в цилиндр воздух, и его температура повышается.

Здесь важным становится создание таких систем подогрева впускного заряда, которые обеспечивали бы оптимальный его разогрев продуктами сгорания топлив, сохраняя при этом достаточное количество окислителя (воздуха) для сжигания топлива, подаваемого непосредственно в цилиндры запускаемого двигателя.

Проблема обеспечения многотопливности. Двигатели разных типов работают на вполне определённых сортах топлива. Для дизелей используются дизельные топлива, для двигателей с внешним смесеобразованием – бензины. Способность двигателей работать на вполне определённых сортах топлива является, в определённом смысле, их недостатком. Поэтому вызывают интерес работы по созданию таких двигателей, которые были бы способны работать на различных сортах топлив. Решение этой проблемы упростило бы снабжение топливом различных отраслей промышленности и хозяйства, облегчило бы решение вопросов транспортировки топлив. Двигатели, способные работать на различных сортах топлив, получили название многотопливных, или «всеядных». Такие двигатели создаются обычно на базе дизелей, поскольку дизельный рабочий цикл является наиболее экономичным.

Основными проблемами, которые возникают при решении вопросов многотопливности ДВС, являются проблемы обеспечения надёжного пуска, устойчивой работы на холостом ходу и малых нагрузках, а также умеренности давлений рабочего тела при работе двигателя на полных нагрузках.

Бензины трудно самовоспламеняются, поэтому для того, чтобы обеспечивалась работа двигателя на бензине, многотопливный ДВС должен иметь высокую степень сжатия. Однако при высокой ε возрастает механическая напряжённость деталей: растёт $p_{\text{макс}}$. Поэтому высокую ε желательно иметь только при пуске и работе двигателя на малых нагрузках, а при его работе на полных нагрузках ε должна быть уменьшена. С этой целью многотопливные ДВС снабжаются камерами сгорания переменного объёма (при пуске объём КС

уменьшают, а при нагрузках, наоборот, увеличивают). Таким образом, целесообразно регулирование ϵ .

При работе на лёгких топливах в многотопливных двигателях целесообразен подогрев воздуха на впуске. Он осуществляется, например, использованием теплообменников системы охлаждения, а также теплоты отработавших газов (обогрев впускного трубопровода или добавление газов к свежему заряду). Подогрев впускного заряда осуществляется только при работе на малых нагрузках и холостом ходу.

Для снижения максимальных давлений рабочего тела используется двойной впрыск топлива: вначале в цилиндр двигателя подается небольшое количество топлива, а затем в горящую смесь впрыскивается оставшаяся доза.

Топливоподающие системы многотопливных двигателей имеют характерные особенности. Применение бензинов, других легких топлив, может стать причиной образования паровых пробок в топливопроводах (испаряемость бензинов в 2,5...3 раза выше испаряемости дизельных топлив). Паровые пробки нарушают процесс топливоподачи. Предотвратить образование паровых пробок можно, применив охлаждение топливной аппаратуры или повысив давление в системе подвода к насосу (обычно давление повышают до 0,3...0,5 МПа).

Применение различных топлив приводит к разнице в величине цикловых подач, соответствующих одному и тому же положению органа управляющей подачи топлива (это обуславливается различной удельной массой топлив). Поэтому в многотопливных двигателях должны быть предусмотрены специальные устройства, позволяющие увеличивать объемную цикловую подачу при переходе на легкие сорта топлив.

Причинами уменьшения мощности двигателей при работе на легких топливах могут быть утечки топлива. Например, утечки бензина через зазоры в плунжерных парах топливного насоса высокого давления примерно в 10 раз превышают утечки дизельного топлива.

Для обеспечения многотопливности важно комплексное использование названных мер применительно к условиям пуска, работы вхолостую, на малых и полных нагрузках.

Проблема токсичности и вредных выбросов. Основными компонентами рабочего тела в ДВС являются топливо и окислитель, в качестве которого используется атмосферный воздух (и то, что в качестве окислителя используется атмосферный воздух, а точнее – кислород воздуха, является важным достоинством ДВС, обеспечивающим им, наряду с высокими степенями сжатия, высокую экономичность). Массово применяемые топлива представляют собой смесь сложных углеводородных соединений. Их элементарный химический состав определяется содержанием углерода, водорода, кислорода (как правило, в

небольших количествах) и некоторых других нежелательных компонентов, например серы, содержание которых запрещается или регламентируется стандартами.

В ходе процессов, протекающих в камере сгорания двигателя, образуется большое количество газообразных и твёрдых (например, частиц сажи) компонентов, которые выбрасываются в окружающую среду. В **КС** возникают условия, когда способность веществ к взаимодействию существенно меняется. Например, азот, который в значительных количествах содержится в воздушном заряде, поступающем в цилиндр двигателя при наполнении, и который в обычных условиях является инертным газом, при высоких температурах – а уровень температур в **КС** в период горения может достигать 1900...2800 К – вступает во взаимодействие с кислородом и другими компонентами рабочего тела. В результате в атмосферу выбрасывается большое количество очень токсичных азотистых соединений.

По состоянию на сегодня номенклатура компонентов, выбрасываемых с отработавшими газами в окружающую среду, определяется более чем 250 наименованиями. Воздействие не всех из них на окружающую среду и живые организмы хорошо изучено. К основным из компонентов, выбрасываемых с **ОГ** в окружающую среду, относятся: углекислый газ, оксид углерода, оксиды азота, сернистый газ, сероводород, сажа и др.

Оксид углерода легче воздуха, легко распространяется в атмосфере, вредно влияет на процессы газообмена в живых организмах. Вызывает отравление уже при концентрациях в 0,01 % по объему. Этого компонента образуется особенно много при работе на режимах с низкими значениями коэффициента избытка воздуха (двигатели с внешним смесеобразованием). В дизелях, хотя они и работают при существенно более высоких α , также идут процессы образования оксида углерода из-за несовершенства процессов смесеобразования и сгорания.

Оксиды азота отрицательно воздействуют на органы дыхания, слизистые оболочки глаз, носа, горла. Считается, что они примерно в 10 раз опаснее оксида углерода, так как имеют скрытый период действия, когда признаки отравления никак не проявляются. Образование оксидов азота особенно интенсивно протекает в дизелях (ибо для них характерны высокие значения α) в период горения, когда температуры рабочего тела достигают высоких значений. Поэтому снижение уровня температур, а также понижение α в **КС** (например, перепуском **ОГ** во впускной трубопровод) может служить важной мерой по снижению концентрации оксидов азота в **ОГ**.

Даже в том случае, когда рассматриваются продукты полного окисления компонентов рабочего тела ДВС, их нельзя считать экологически безопасными.

Так, диоксид углерода (газ без цвета и запаха, тяжелее воздуха) становится опасным при концентрациях 20...25 % по объёму. Водяные пары, образующиеся при окислении водорода топлива, покидая **КС**, конденсируются в выпускной трассе, а при глушении двигателя и в **КС**, вызывают коррозию, а при низких температурах окружающей среды и разрушение деталей. Отрицательный эффект этого обстоятельства становится особенно заметным, когда в топливе содержатся вода и механические примеси. Наличие воды и механических примесей в топливе действующими стандартами не допускается. Но при транспортировке, ненадлежащем хранении, частых переливах и несвоевременной чистке ёмкостей для хранения названные нежелательные компоненты в топливо попадают. При эксплуатации двигателей в условиях низких температур окружающей среды частицы содержащейся в топливе воды кристаллизуются в топливопроводах и топливных ёмкостях, кристаллы льда забивают фильтры и каналы топливоподающей аппаратуры, что, в конце концов, может вызвать не только ухудшение экономических и мощностных показателей ДВС, но также невозможность их запуска и эксплуатации. К наличию воды и механических примесей особенно чувствительны ДВС с электронными системы управления подачей топлива.

Отработавшие газы двигателей являются канцерогеноносителем, который непосредственно выбрасывается в приземный слой атмосферы, в зону дыхания человека. В них, особенно в **ОГ** дизелей, содержится значительное количество сажи, образующейся в процессе сжигания топлива. Достаточно сказать, что дизель мощностью в 140...160 кВт (такой двигатель необходим, например, для привода автобуса типа «Икарус») за смену эксплуатации выбрасывает в окружающую среду 2500...3500 граммов сажи, а часто и больше, если учесть возможное в условиях эксплуатации нарушение регулировок. Сажа опасна не только как пылевидный компонент **ОГ**, но также и вследствие её адсорбционных свойств. На поверхности частиц сажи адсорбируются возбудители опасных заболеваний (в частности, бенз-(а)-пирен).

В этой связи проблема очистки **ОГ** от сажи актуальна.

В последнее время применительно к транспортным дизелям предложен способ очистки **ОГ** от сажевых частиц посредством электризации газового потока (электрические фильтры), степень очистки **ОГ** в которых может достигать 90 % и выше.

На базе использования электростатического фильтра кафедрой ДВС ЮУрГУ предложены схемы устройств (глушителей шума), позволяющих в электростатическом поле производить очистку **ОГ** от сажи. Предложенные технические решения признаны изобретениями.

Суть этих решений состоит в том, что в глушитель шума выпуска устанавливается циклон, в котором поток ОГ закручивается. Трубы циклона являются одновременно коронирующим и осадительным электродами фильтра. Таким образом, очистка происходит под действием центробежных и электростатических сил. Кроме того, при выходе отработавших газов из циклона направление потока меняется на противоположное. Возникающие при этом инерционные силы также способствуют очистке ОГ от сажевых частиц. Отделенная от ОГ сажа скапливается в специальном контейнере (сажесборнике).

Глушитель описанной схемы был изготовлен и испытывался на дизеле Д-240.

Оценка содержания сажи в ОГ до входа в устройство и на выходе выполнялась посредством фильтрования части потока. Результаты проведенных исследований показали, что предложенное устройства является эффективным средством очистки ОГ дизелей от сажевых частиц. В частности, дымность выпуска в зависимости от режима нагрузки дизеля удалось снизить на 10...20 %.

Экономический эффект, обусловленный очисткой отработавших газов автомобильных двигателей от сажи, в денежном выражении определить затруднительно. Наоборот, работы такого рода затратны. Но нет сомнений в том, что эффект от подобного рода мероприятий колоссален, ибо важнейшим достоянием общества является здоровье людей – состоянием здоровья населения, в первую очередь, определяется его деятельный потенциал.

Важной проблемой двигателестроения является **проблема повышения моторесурса**. В настоящее время срок службы выпускаемых промышленностью двигателей составляет от 2 до 8 тыс. моточасов. Ставится задача повысить его до уровня 8...12 тыс. моточасов.

Решение этой проблемы непосредственно связано с задачей снижения механических потерь в системах и механизмах ДВС, с улучшением качества применяемых материалов и совершенствованием технологии производства (а на современном этапе зачастую и с необходимостью повышения дисциплины и культуры труда). Проблема повышения ресурса часто замыкается на совершенствование конструктивных форм деталей, на обеспечение оптимальных зазоров в сопряжениях и сочленениях основных механизмов ДВС. Например, еще не так давно поршни двигателей отличались сравнительно простыми конструктивными формами (изготавливались цилиндрической или конусообразной формы). С точки зрения технологичности и себестоимости производства это было рациональным. А вот с точки зрения повышения моторесурса – нет.

В период работы двигателя вследствие особенностей динамических процессов, протекающих в его механизмах, поршень колеблется в пространстве, ограниченном внутренним диаметром цилиндра. И, хотя зазор в сопряжении

«поршень – цилиндр» невелик (в холодном состоянии он составляет 0,30...0,35 мм и меньше), наличие такого зазора приводит к существенным по силе ударам поршня о гильзу (сопряжение стучит). Уменьшить величину зазора и снизить интенсивность ударов поршня о стенку цилиндра можно, придав наружным очертаниям поршня сложную форму. Поэтому в настоящее время боковую поверхность поршней выполняют овально-бочкообразной. Благодаря такому профилю поверхности поршень при колебаниях в зазоре получает возможность перекатываться по цилиндрической поверхности гильзы. Интенсивность ударов снижается. Повышается и экономичность двигателя.

В силу конструктивных особенностей масса металла распределена по телу поршня неравномерно. В период работы это обстоятельство приводит к неодинаковости в изменении его линейных размеров: те участки, где сосредоточено больше металла, вследствие нагрева больше увеличиваются в размерах. Поэтому при проектировании поршней распределение масс должно быть учтено. Одним из средств реализации мероприятий такого рода является придание поршням уже упоминавшейся формы «овальной бочки».

Зазор в сопряжении «цилиндр – поршень» необходимо уплотнять: иначе через неплотности будут иметь место значительные утечки рабочего тела из **КС**, что может стать причиной очень неприятных последствий (снизится экономичность, ухудшатся пусковые качества, сократится ресурс работы). Уплотнение обеспечивается компрессионными кольцами. Существует проблема разработки такой конструкции колец, которые бы при малом их числе обеспечивали хорошее уплотнение **ЦПГ**.

Двигатели нетрадиционных схем. В современных поршневых двигателях возвратно-поступательное движение поршня преобразуется во вращение коленчатого вала при помощи кривошипно-шатунного механизма, являющегося одним из наиболее сложных и дорогих в ДВС (затраты на изготовление **КШМ** составляют 25...40 % от себестоимости двигателя). При этом обеспечение функционирования **КШМ** связано с необходимостью использования значительного числа пар трения, что приводит к повышению механических потерь в самом двигателе, ухудшает его экономические и, особенно, массогабаритные показатели.

Отмеченные обстоятельства побуждают к поиску новых схем двигателей. В частности, хорошо известны конструкции газотурбинных и свободнопоршневых ДВС, а также бесшатунных тепловых машин. Например, таких, как двигатели С. С. Баландина, Ф. Ванкеля. Но и этим машинам свойственны сложность конструкции и необходимость применения дорогостоящей технологии производства.

В последние годы предложен (в том числе преподавателями и сотрудниками кафедры ДВС ЮУрГУ) ряд новых, нетрадиционных конструктивных схем бескривошипных поршневых машин (**БПМ**), которые, по нашему мнению, в значительной степени свободны от названных недостатков и сочетают достоинства как ДВС с **КШМ** (возможность использования высоких степеней сжатия, простота конструктивных форм основных элементов), так и бесшатунных машин (отсутствие коленчатого вала, шатунов, деталей, совершающих сложное плоскопараллельное движение), в том числе и свободных поршневых. Существенным отличием предложенных схем **БПМ** от остальных типов машин является возможность преобразования поршнем возвратно-поступательного движения во вращательное. Именно это обстоятельство сообщает таким машинам ряд важных качеств: хорошую экономичность, полную уравновешенность (в конструкциях с противоположно движущимися поршнями, а также с оппозитно расположенными цилиндрами) и существенно лучшие удельные мощностные и массогабаритные показатели.

Нетрадиционные виды топлив. Уже отмечалось, что топлива, применяемые в ДВС, должны обладать вполне определёнными свойствами. И эти свойства регламентируются стандартами. В настоящее время в качестве массово применяемых используются топлива нефтяного происхождения. Однако запасы сырья нефтяного происхождения ограничены. Поэтому широко ведутся работы по поиску новых нетрадиционных видов топлив. К таким топливам могут быть отнесены газообразные и спиртовые топлива. Горючие газы (сжатые и сжиженные) уже нашли широкое применение на транспорте, и, в целом, проблемы, связанные с их использованием, принципиально разрешены. Массовое использование газообразных топлив для двигателей сдерживается сегодня недостаточной развитостью сети газонаполнительных компрессорных станций.

Другой альтернативой бензинам и дизельным топливам являются спирты. В ряде стран мира спирты как вид топлива использовались всегда, когда ощущалась нехватка нефтепродуктов. Спирты по сравнению с бензинами имеют более высокое октановое число и поэтому допускают применение более высоких степеней сжатия, что способствует повышению экономичности рабочего цикла. Но они обладают более низкой теплотворной способностью, сравнительно высокой теплотой парообразования и содержат большое количество кислорода (в связанном состоянии), что при прочих равных условиях снижает запас хода машины (требуются топливные баки повышенной емкости). Двигатель, работающий на спирте или на бензоспиртовых смесях, обладает худшими, по сравнению с бензиновыми двигателями, пусковыми качествами (особенно при низких температурах окружающей среды). При большом содержании спирта в бензоспиртовых смесях необходимо использование специальных до-

рогостоящих присадок-стабилизаторов, предотвращающих расслоение таких смесей.

Таким образом, применение спиртов требует разработки специальных мероприятий, направленных на устранение названных недостатков. Ещё один важный недостаток спиртовых топлив состоит в том, что они оказывают заметное коррозионное воздействие на элементы конструкции двигателя (коррозионная агрессивность спиртов проявляется, прежде всего, в воздействии на сталь, сплавы на основе алюминия, цинка, магния, свинца). При взаимодействии со свинцом и его сплавами спирты образуют аморфные соединения, забивающие фильтры, жиклёры, форсунки. Многие из уплотнительных материалов (например, прокладки) при контактировании со спиртами утрачивают свои свойства.

Кроме того, применение спиртов требует высокой культуры эксплуатирующего ДВС персонала.

Попутным продуктом при добыче нефти и природного газа являются газовые конденсаты. По своим свойствам (химическому составу, вязкостно-температурным характеристикам и др.) они очень близки к топливам, применяемым для ДВС. Уже незначительная технологическая их переработка (а в некоторых случаях можно обойтись и без таковой) позволяет использовать газовые конденсаты в качестве топлива. Это перспективно особенно для труднодоступных районов (например, районов крайнего Севера), куда доставка больших партий топлива может оказаться затруднительной, но где непосредственно и производится добыча нефти и газа. Для целей обеспечения топливом двигателей, применяемых в таких условиях, разработаны «Технические условия...» на газоконденсатное топливо. В этих работах принимали участие преподаватели и сотрудники кафедры ДВС.

Топливом будущего следует назвать водород. Запасы этого топлива можно считать безграничными. Это – компонент воды морей и океанов. И водород по существу является экологически чистым топливом, ибо продуктом его окисления является вода, которая не загрязняет атмосферу и, к тому же, может быть вновь использована для получения водорода. Таким образом, его можно считать возобновляемым источником энергии. Возможно, использование водорода позволит снять остроту экологических проблем, вызванных сжиганием в **КС** двигателей массово распространенных видов топлив.

Исследования по использованию водорода в качестве топлива для ДВС проводятся. Но здесь наиболее сложными моментами являются проблемы его получения (с точки зрения обеспечения доступности и дешевизны технологии) и, особенно, проблема хранения «на борту» транспортного средства. Водород имеет очень низкую плотность. Хранение его в газообразном состоянии абсо-

лотно нецелесообразно. Сжижение его обеспечивается при очень низких температурах (порядка минус 250 °С) и высоких давлениях, что требует больших энергетических затрат. Но и в сжиженном состоянии плотность водорода оказывается в 3...4 раза меньше плотности топлив нефтяного происхождения. Для хранения, например, 20 килограммов жидкого водорода под давлением 20 МПа необходим бронированный резервуар, сопоставимый по размерам с самим автомобилем. При этом масса резервуара превысит тонну.

Правда, перспективы решения проблемы хранения водорода открыты: гидриды некоторых металлов относительно легко и в больших количествах способны воспринимать водород. При этом хранение водорода в таких резервуарах оказывается взрывобезопасным.

В представленном разделе кратко рассмотрена сущность основных проблем современного двигателестроения, решение которых представляет непосредственный практический интерес. Необходимо иметь в виду, что решение каждой из рассмотренных проблем связано с потребностью в соответствующих теоретических проработках и выполнением многих расчётно-теоретических исследований, связанных, в свою очередь, с теоретическим описанием и моделированием процессов, происходящих в механизмах и системах ДВС (и, в частности, с изменением параметров состояния рабочего тела, движением газообразных и жидких сред, кинематикой и динамикой механизмов). Одним из важных инструментов решения названных проблем являются теоретические методы, которые рассматриваются в настоящей книге.

1. РАБОЧИЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ). ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

В двигателях внутреннего сгорания преобразование химической энергии топлива в механическую работу происходит в результате периодического осуществления в цилиндрах ряда процессов. Законченная совокупность процессов, периодически повторяющихся в цилиндре ДВС и необходимая для его работы, называется *рабочим циклом* двигателя.

1. 1. Основные типы двигателей внутреннего сгорания

По характерным признакам осуществления рабочего цикла двигатели делятся на несколько типов. Ниже, на схеме, приводится такая классификация двигателей внутреннего сгорания (рис. 1. 1).



Рис. 1. 1. Общая схема классификации двигателей

В свою очередь, с учетом особенностей камер сгорания, процессов воспламенения и смесеобразования двигатели высокого сжатия также могут быть подразделены на несколько классов. Это поясняется схемой, представленной на рис. 1. 2.

Преимущественное распространение получили два типа ДВС: двигатели с внутренним смесеобразованием (дизели) и двигатели с воспламенением горючей смеси от постороннего источника зажигания (бензиновые карбюратор-

ные, а также двигатели с впрыскиванием топлива во впускной трубопровод и, реже, – в цилиндр).



Рис. 1. 2. Схема классификации двигателей высокого сжатия

Положения поршня двигателя в характерных точках (ВМТ, НМТ) при осуществлении рабочего цикла дают основания ввести понятия о характерных объемах цилиндра (а также рабочего тела): V_a – полный объем цилиндра (рабочего тела); V_h – рабочий объем; V_c – объем камеры сгорания.

Отношение объемов

$$\frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} = \varepsilon$$

называется **степенью сжатия**. Это – важный показатель (параметр) цикла и двигателя в целом.

Приведённое соотношение часто называют геометрической степенью сжатия.

1. 2. Рабочее тело ДВС и его свойства

Термином «рабочее тело» определяется вещество или смесь веществ, необходимых для осуществления рабочего цикла. Качественный и количественный состав рабочего тела в двигателях в течение цикла не остаётся постоянным. Это обусловлено различными обстоятельствами. Так, количественные изменения вызываются перетеканием рабочего тела из впускных и выпускных трубопроводов в цилиндры двигателя (и наоборот), утечками через неплотности ЦПГ, подачей топлива во впускной трубопровод или в цилиндры, а также, как будет показано в разделе 4, реакциями окисления основных компонентов топлива.

Процессы окисления (горения) основных компонентов топлива приводят к существенным качественным изменениям в составе РТ. Так, если в тактах впуска и сжатия РТ может рассматриваться как чистый (атмосферный) воздух (дизели) или смесь паров топлива с воздухом (двигатели с внешним смесеобразованием), то в начале горения – это уже смесь воздуха, паров и капель жидкого топлива с образовавшимися продуктами сгорания.

Наиболее важными компонентами РТ являются топливо как носитель энергии, заключённой в нём в химически связанном состоянии, и окислитель (воздух, вернее – кислород воздуха), благодаря которому обеспечивается высвобождение энергии.

Топливо. В качестве топлива используются лишь те горючие вещества, которые легко перемешиваются с воздухом, а в процессе сгорания не образуют твёрдого зольного остатка. Даже небольшое количество золы, оставшейся в цилиндре двигателя, может привести к износу стенок гильз, поршней и колец. Это же, в свою очередь, обуславливает снижение моторесурса двигателя, а также может служить причиной аварии.

В качестве газовых топлив применяются природные и промышленные газы. Под промышленными понимаются газы, получаемые при добыче и переработке нефти, канализационные газы, а также газы, получаемые путём специальной переработки твёрдых топлив (газификация топлив).

Жидкое топливо, применяемое в двигателях, является, как правило, продуктом переработки нефти. Такими продуктами обычно являются: бензин, лигроин, керосин, дизельное топливо, соляровое масло.

Основными компонентами любого топлива являются углерод (C), водород (H), кислород (O). Иногда содержатся сера (S) и азот (N). Содержание серы и азота обычно невелико. Так что наличием в топливе этих веществ при выполнении тепловых расчётов ДВС обычно пренебрегают. Следует иметь в виду, что содержание двух последних компонентов ограничивается или даже запрещается стандартами на топливо.

В теории двигателей элементарный состав топлива – элементарный химический состав (ЭХС) – принято отображать записью

$$C + H + O = 1,$$

в которой C , H , O – долевое содержание соответствующих компонентов (углерода, водорода, кислорода) в единице массы топлива.

Элементарный состав некоторых топлив, используемых в ДВС, приводится в табл. 1. 1.

Таблица 1. 1

ЭХС некоторых, наиболее распространённых видов топлив

Вид топлива		ЭХС			μ_T	γ , кг/м ³	Примечание
		C	H	O			
Жидкое нефтяного происхожде- ния	Авиационный бензин	0,853	0,147	–	110	700... ...740	
	Автомобильный бензин	0,855	0,145	–	114	710... ...760	
	Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004	180... ...200	795... ...840	
Спирты	Метанол	0,375	0,125	0,500	32	795	
	Этанол	0,520	0,140	0,340	46	790	
Газообразное	Метан	0,750	0,250	–	16	0,71	
	Пропан	0,817	0,183	–	44	542	γ в сжиженном состоянии
	Бутан	0,545	0,455	–	58		

Важнейшим показателем любого топлива является его теплотворность. Под теплотворностью понимается то количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании единицы его количества, например, одного кг.

Различают высшую и низшую теплотворности топлива. При проведении тепловых расчётов двигателей обычно используют низшую теплотворность H_u .

При сгорании топлива вследствие соединения водорода и кислорода образуется вода. На испарение образовавшегося количества воды расходуется определенное количество теплоты, которая в поршневом двигателе оказывается

потерянной, так как высоконагретый пар покидает цилиндр. Существует следующее соотношение между высшей и низшей теплотворностью топлива:

$$H_u = H_0 - 2,52 \cdot W,$$

где H_0 – высшая теплотворная способность топлива, МДж/кг;

W – количество водяных паров в продуктах сгорания одного кг топлива;

2,52 – теплота парообразования, МДж/кг.

Теплотворности обычно используемых жидких топлив отличаются незначительно – см. табл. 1. 2.

Таблица 1. 2

Низшая теплотворность некоторых топлив нефтяного происхождения

Вид топлива	H_u , МДж/кг
Авиационные бензины	44,2
Автомобильные бензины	44,0
Дизельное топливо	42,5

Известен ряд формул, позволяющих рассчитать H_u по ЭХС топлива. Например, широко распространена формула Д. И. Менделеева, согласно которой

$$H_u = 33,91 \cdot C + 125,6 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9H + W).$$

Ещё раз отметим, что основные свойства топлив для ДВС регламентируются стандартами.

Теплоёмкость свежего заряда и продуктов сгорания

Как уже отмечалось, качественный и количественный состав рабочего тела ДВС в течение цикла меняется в широких пределах. По существу, РТ является многокомпонентным. Однако, для упрощения рассуждений можно полагать, что в течение процессов впуска и сжатия качество рабочего тела меняется мало: РТ состоит из двухатомного газа (воздуха – в случае дизелей) или из воздуха и паров топлива (в случае двигателей с внешним смесеобразованием). Такой состав РТ принято определять термином «свежий заряд».

Состав РТ после завершения сгорания (в процессах расширения и выпуска) принято определять термином «продукты сгорания» (выпускные газы).

Названное условие позволяет существенно упростить схемы расчётов и избежать излишней детализации процессов вычислений. В частности, при определении теплоёмкостей РТ, так как становится возможным оперировать

понятиями теплоёмкостей для свежего заряда, продуктов сгорания или смесей свежего заряда с продуктами сгорания.

Под теплоёмкостью понимается количество теплоты, необходимое для повышения температуры единицы массы (например, одного кг) вещества на один градус ($^{\circ}\text{C}$ или K). Такая теплоёмкость называется удельной теплоёмкостью.

Количество теплоты, необходимое для повышения температуры одного моля вещества на один градус называется мольной теплоёмкостью.

Исследователи затратили много сил и времени для того, чтобы вскрыть влияние температуры газов на теплоёмкость. В настоящее время имеются зависимости, позволяющие точно рассчитать значение теплоёмкости газа определённого состава при заданной температуре. Это – эмпирические зависимости. В общем виде их можно записать таким образом:

$$\mu C_v = A + B \cdot T,$$

где A и B – эмпирические константы;

T – текущая температура газа (РТ).

Как показали исследования, именно такой зависимостью отображается связь мольных теплоёмкостей свежего заряда и продуктов сгорания с величиной текущей температуры. Рассмотрим соответствующие выражения.

Эмпирические формулы для определения средней мольной теплоёмкости газов

Средняя мольная теплоёмкость свежего заряда (как двухатомного газа) определяется выражением

$$\mu C_{v_0} = A_0 + B_0 \cdot T = 20,16 + 0,17 \cdot 10^{-2} T, \text{ кДж}/(\text{моль} \cdot \text{град}). \quad (1. 1)$$

Для продуктов сгорания жидкого топлива нефтяного происхождения (до 3000°C) справедливо соотношение

$$\mu C_{v_z} = A_z + B_z \cdot T = \underbrace{(18,42 + 1,61\alpha)}_{A_z} + \underbrace{(15,5 + 13,82)}_{B_z} \cdot 10^{-4} T, \quad (1. 2)$$

кДж/(моль·град), когда $\alpha = 0,8 \dots 1,0$ (бензиновые двигатели), и

$$\mu C_{v_z} = A_z + B_z \cdot T = \underbrace{\left(20,2 + \frac{0,92}{\alpha}\right)}_{A_z} + \underbrace{\left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha}\right)}_{B_z} \cdot 10^{-4} T, \quad (1. 3)$$

кДж/(моль·град), когда $\alpha = 1,0 \dots 2,0$ (бензиновые двигатели и дизели).

Вычисление мольных теплоёмкостей рабочего тела при постоянном давлении производится, исходя из взаимосвязи

$$\mu C_p = \mu C_v + 8,314, \text{ кДж}/(\text{моль} \cdot \text{град}). \quad (1. 4)$$

Приведённые эмпирические соотношения для расчёта мольных теплоёмкостей РТ используются при расчёте процессов рабочего цикла, см., например, раздел 5.

1. 3. Рабочий цикл двигателя с внутренним смесеобразованием

Основными признаками рабочего цикла двигателя с внутренним смесеобразованием являются:

1. Высокая степень сжатия воздушного заряда ($\varepsilon = 14 \dots 18$);
2. Впрыскивание тяжёлого топлива внутрь цилиндра двигателя в конце процесса сжатия;
3. Самовоспламенение топлива за счёт высокой температуры воздушного заряда, сжатого в цилиндре (в последнее время появились дизели с принудительным воспламенением топлива электрической искрой);
4. Неполнота сгорания топлива, характеризующаяся, главным образом, содержанием в отработавших газах сажи и очень небольшого количества оксида углерода.

1. 4. Рабочий цикл двигателя с воспламенением горючей смеси от постороннего источника

Основные признаки рабочего цикла двигателей такого типа:

1. Относительно низкая степень сжатия свежего заряда ($\varepsilon = 7 \dots 9$ и несколько выше);
2. Приготовление горючей смеси из лёгкого топлива и воздуха вне цилиндра двигателя в особом приборе – карбюраторе (карбюраторные двигатели) или посредством впрыскивания такого топлива во впускной трубопровод, а также в цилиндр;
3. Зажигание смеси в конце процесса сжатия электрической искрой;
4. Неполнота сгорания при недостатке кислорода, проявляющаяся наличием в отработавших газах, главным образом, оксида углерода.

В двигателях с впрыскиванием бензина во впускной трубопровод горючая смесь готовится в трубопроводе, клапанной щели, а завершается процесс приготовления горючей смеси в цилиндре.

Характерные особенности некоторых других типов двигателей будут отмечены по мере изложения материала в соответствующих разделах.

По конструктивным признакам осуществления рабочего цикла двигатели делятся на четырёх- и двухтактные. Тактом называется перемещение поршня от одной мёртвой (крайней, или критической) точки к другой, связанное с одним из процессов рабочего цикла двигателя. Один такт осуществляется за половину оборота, или за 180 град ПКВ. Таким образом, в четырёхтактных двигателях рабочий цикл осуществляется за два оборота коленчатого вала, или за 720 град ПКВ, а в двухтактных – за один оборот, или за 360 град ПКВ.

1. 5. Индикаторные диаграммы двигателей

При осуществлении рабочего цикла в цилиндре двигателя непрерывно изменяются давление и температура газов. Изменение давления газов может быть экспериментально записано особым прибором – индикатором.

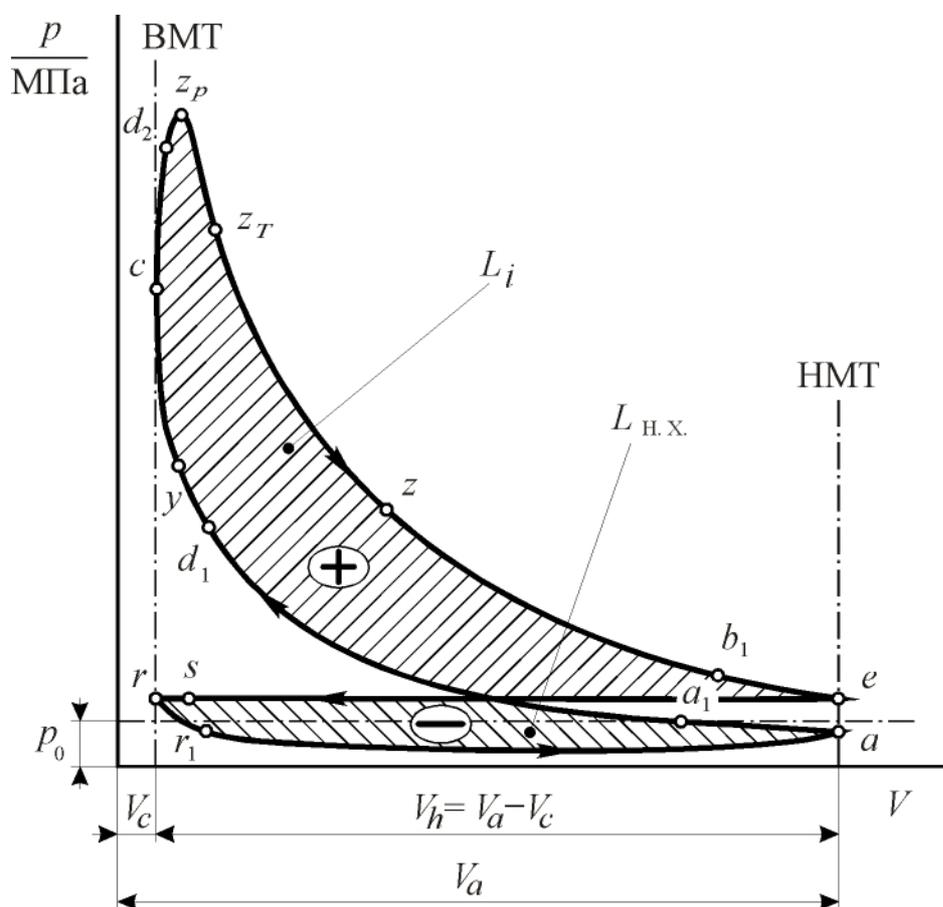


Рис.1. 3. Индикаторная « $p - V$ »-диаграмма четырёхтактного безнаддувного дизеля

диаграммой $p - \alpha$.

Индикаторная диаграмма даёт наглядное представление о протекании параметров состояния рабочего тела в течение цикла. Но не только. Площадь

Диаграмма изменения давления газов в цилиндре двигателя в зависимости от изменения объёма или угла поворота коленчатого вала, записанная индикатором, называется индикаторной диаграммой двигателя. Если давление газов p записано в функции объёма V , условимся называть её индикаторной диаграммой $p - V$, а если в функции угла поворота коленчатого вала α , то индикаторной

индикаторной « $p - V$ »-диаграммы пропорциональна работе цикла. Анализ и исследование индикаторных диаграмм позволяют получить разнообразный и ценный материал для суждения о качестве процессов, составляющих рабочий цикл, и о качестве цикла в целом.

Индикаторная диаграмма четырёхтактного дизеля в системе координат $p - V$ (рис. 1. 3). Для дизелей номинальная степень сжатия ε чаще всего находится в пределах 14...18. Такты рабочего цикла отображаются следующими линиями индикаторной диаграммы: $r - r_1 - a$ – такт впуска; $a - a_1 - d_1 - y - c$ – такт сжатия; $c - d_2 - z_p - z_T - z - b_1 - e$ – такт расширения (рабочий ход); $e - r$ – такт выпуска.

Линии индикаторной диаграммы отображают следующие процессы, составляющие рабочий цикл: $s - r - a - a_1$ – процесс впуска; $a - a_1 - d_1 - y - c$ – процесс сжатия; $y - c - d_2 - z_p - z_T - z$ – процесс сгорания; $c - d_2 - z_p - z_T - z - b_1 - e$ – процесс расширения (рабочий ход); $b_1 - e - r - r_1$ – процесс выпуска, причём $b_1 - e$ – свободный выпуск, а $e - r$ – принудительный выпуск.

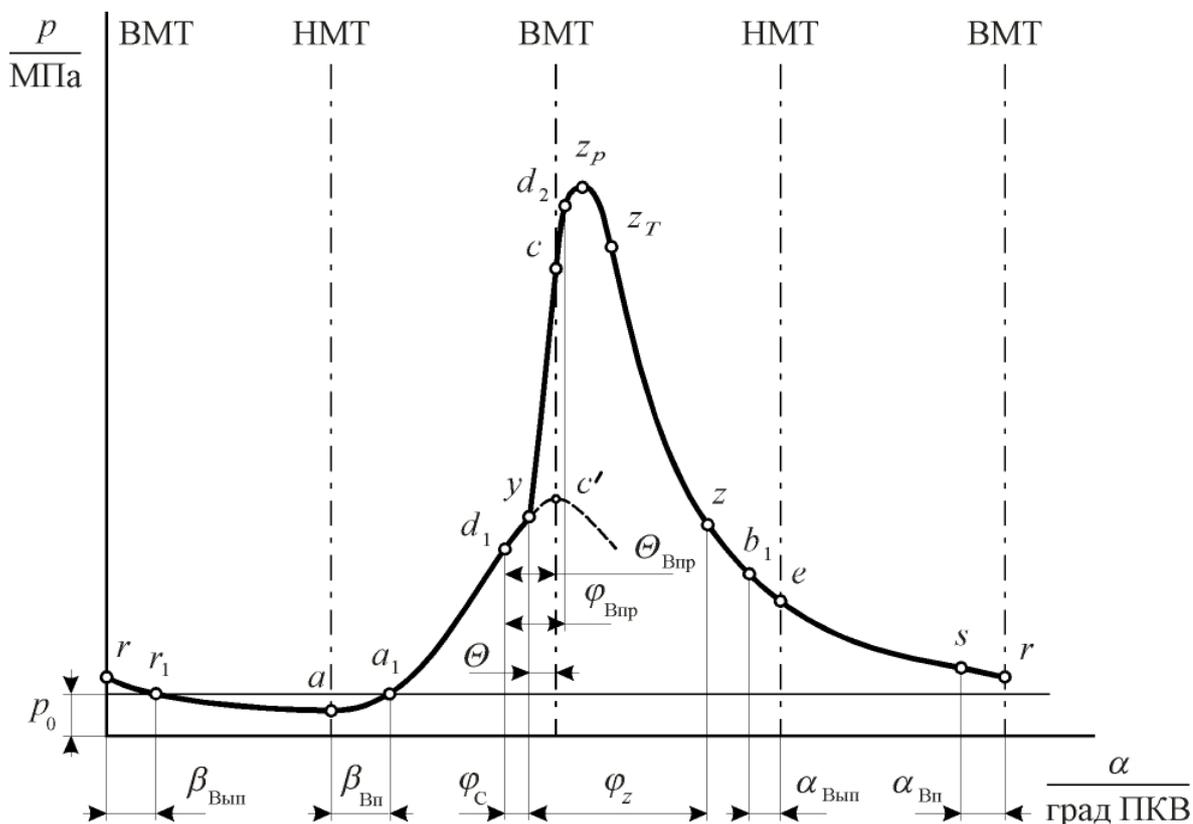


Рис. 1. 4. Индикаторная « $p - \alpha$ »-диаграмма четырёхтактного безнаддувного дизеля

Участки индикаторной диаграммы $d_1 - y - c - d_2$ и $d_1 - y - c - d_2 - z_p - z_T - z$ соответствуют процессам впрыскивания и смесеобразования. Точками на диаграмме отмечены характерные моменты цикла: y – момент воспламенения

(точка отрыва линии сгорания от линии сжатия индикаторной диаграммы); z_p – момент достижения p_{\max} ; z_T – момент, соответствующий T_{\max} ; s – открытие впускного клапана и т. д.

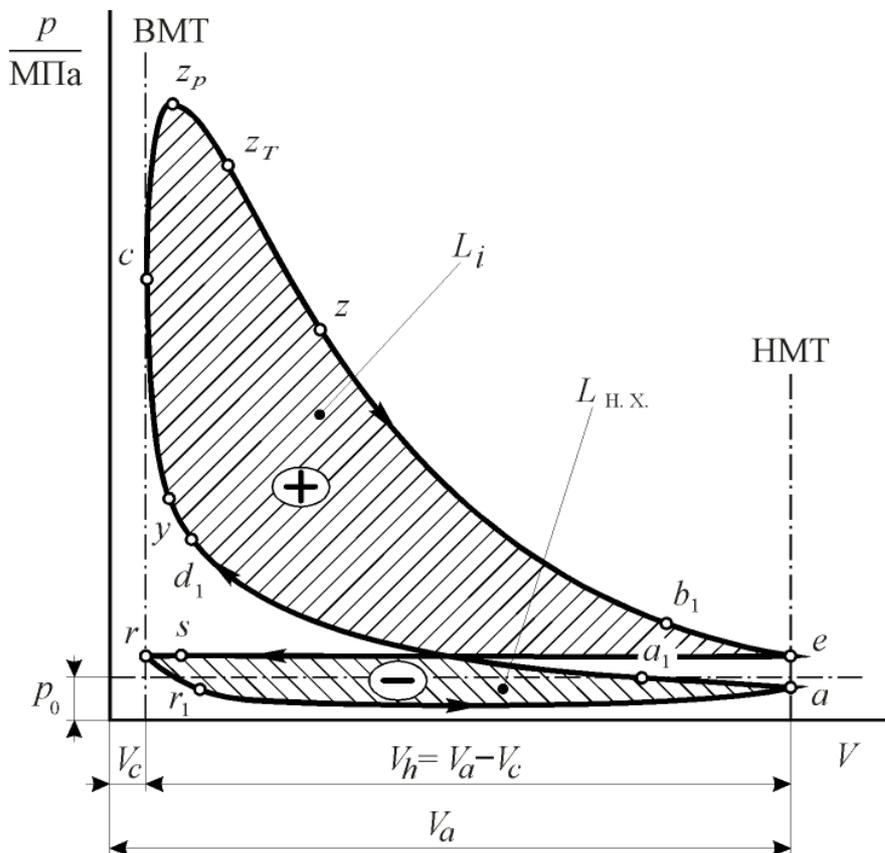


Рис. 1. 5. Индикаторная « $p - V$ »-диаграмма четырехтактного бензинового (карбюраторного или с впрыскиванием топлива) двигателя

Для дизелей при отсутствии наддува $p_{\max} \approx 5,0 \dots 7,5$ МПа, при наддуве $p_{\max} = 8,0 \dots 15,0$ МПа и более (до $20 \dots 25$ МПа); $t_{\max} = 1600 \dots 1900$ °С ($T_{\max} = 1900 \dots 2200$ К). Как уже отмечалось, через V_h (рис. 1. 1) обозначен рабочий объем цилиндра; $V_a = V_h + V_c$ – полный объем; L_i – работа, совершаемая газами внутри цилиндра двигателя (индикаторная работа), $L_{н.х.}$ – работа насосных потерь.

Индикаторная диаграмма в системе координат $p - \alpha$ показана на рис 1. 4. Фазы газораспределения: $\alpha_{вп}$ – угол опережения открытия впускного клапана; $\beta_{вп}$ – угол запаздывания закрытия впускного клапана; $\alpha_{вып}$ – угол опережения открытия выпускного клапана; $\beta_{вып}$ – угол запаздывания закрытия выпускного клапана. Обозначения на рис. 1. 4: φ_c – период задержки самовоспламенения топлива; θ – угол опережения воспламенения топлива; $\theta_{впр}$ – угол опережения впрыска топлива; $\varphi_{впр}$ – продолжительность впрыскивания; φ_z – условная продолжительность сгорания.

Индикаторная диаграмма четырёхтактного бензинового (карбюраторного или с впрыскиванием топлива) двигателя (рис.1. 5). Степень сжатия у большей части таких двигателей имеет величину от 6 до 8, а у некоторых типов доходит до 10 и более (ЗИЛ-111 имел $\varepsilon = 10,5$; двигатель ЗМЗ-406 имеет $\varepsilon = 9,5$).

Для бензиновых двигателей $p_{\text{макс}} = 3,5 \dots 4,5$ МПа (реже до 6,0 МПа); $t_{\text{макс}} = 2200 \dots 2500$ °С ($T_{\text{макс}} = 2500 \dots 2800$ К).

1. 6. Индикаторные показатели рабочего цикла двигателя

Индикаторная работа и среднее индикаторное давление. В течение рабочего цикла газы совершают работу в цилиндре двигателя. Как известно из курса термодинамики, площадь диаграммы цикла в системе координат $p - V$ пропорциональна работе газов за один рабочий цикл.

Работа, совершаемая газами в цилиндре двигателя в течение одного рабочего цикла и определяемая величиной положительной площади индикаторной диаграммы в « $p - V$ »-координатах, называется *индикаторной работой цикла*. Обозначим её L_i . Очевидно, что площадь диаграммы определяется величиной давления газов и рабочего объёма цилиндра.

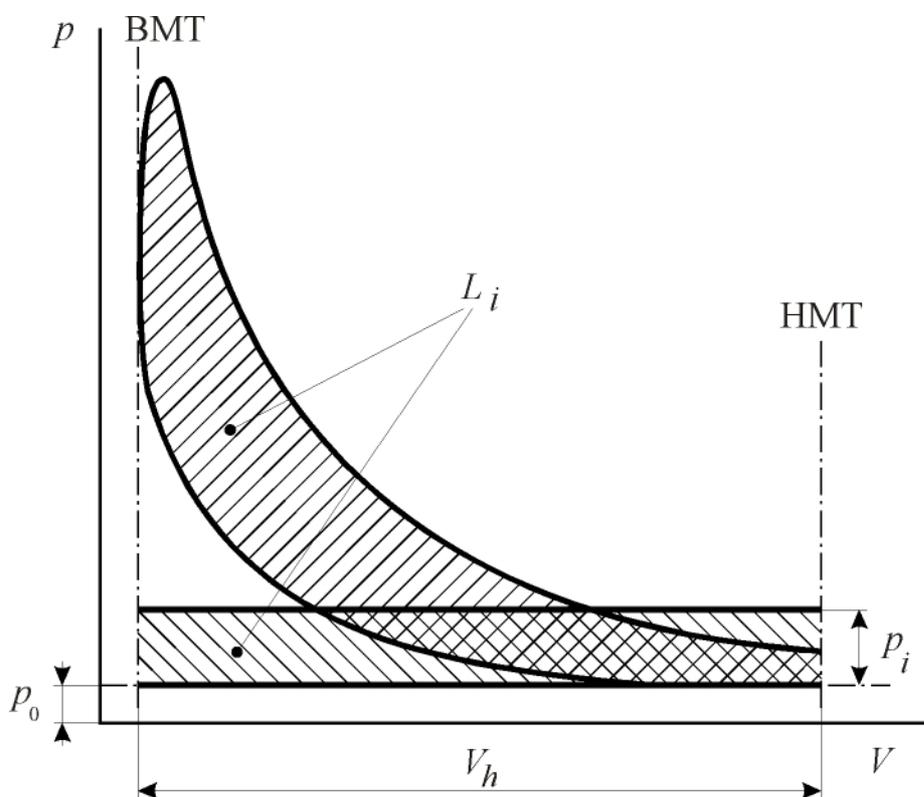


Рис. 1. 6. Действительная и условная индикаторные диаграммы рабочего цикла двигателя

Для целей сравнения особый интерес представляет индикаторная работа, приходящаяся на единицу рабочего объёма цилиндра. Эта удельная работа различна для разных двигателей, а также для одного и того же двигателя при его работе на разных режимах. Для сравнения и анализа удельной работы циклов введено понятие среднего индикаторного давления.

Приведём вначале геометрическое толкование понятия среднего индикаторного давления. Для этого воспользуемся индикаторной «р – v» диаграммой рабочего цикла.

Величина площади индикаторной диаграммы (рис. 1. 6) пропорциональна индикаторной работе цикла L_i . Давление газов в цилиндре двигателя вследствие перемещения поршня и процессов сообщения рабочему телу теплоты непрерывно изменяется в течение цикла.

Представим себе такой условный цикл, в котором в процессе расширения давление газов остаётся неизменным, а величина индикаторной работы равна индикаторной работе действительного цикла. Очевидно, индикаторная диаграмма этого условного цикла должна иметь вид прямоугольника с площадью, равной по величине площади индикаторной диаграммы действительного цикла. Построим на линии атмосферного давления p_0 прямоугольник с основанием, равным величине рабочего объёма цилиндра V_h . Высоту прямоугольника получим, соблюдая условие равенства индикаторных работ L_i двух рассматриваемых циклов, то есть, равенства величин площадей их диаграмм. Величина давления, соответствующая высоте построенного названным способом прямоугольника, называется средним индикаторным давлением и обозначается p_i .

Таким образом, **средним индикаторным давлением** называется величина условного, постоянного по величине, избыточного давления, которое, действуя на поршень в течение такта расширения, совершает работу, равную индикаторной работе цикла. То есть

$$L_i = p_i \cdot V_h. \quad (1. 5)$$

Отсюда среднее индикаторное давление определяется отношением индикаторной работы цикла к рабочему объёму цилиндра:

$$p_i = L_i / V_h. \quad (1. 6)$$

Полученная формула (1. 2) показывает, что среднее индикаторное давление можно также рассматривать как индикаторную работу, приходящуюся на один кубический метр рабочего объёма цилиндра в течение одного рабочего цикла (Нм/м^3). Чаще всего p_i измеряют в МН/м^2 (МПа).

Таким образом, среднее индикаторное давление представляет собой показатель, характеризующий удельную индикаторную работу цикла двигателя. Именно по этой причине этот показатель используется для сравнительной оценки различных двигателей при работе их на режимах полных нагрузок, а также для оценки одного и того же двигателя при его работе на различных режимах.

На основе опытных данных в табл. 1. 3 приведены численные значения средних индикаторных давлений для некоторых типов двигателей при их работе на номинальном режиме.

Средние индикаторные давления двигателей

Тип двигателя	p_i , МН/м ²	Примечание
Двигатели лёгкого жидкого топлива (карбюраторные и с впрыскиванием топлива)	0,8...1,1	Более высокие значения для больших ε
Дизели без наддува: – четырёхтактные – двухтактные	0,7...1,0 0,5...0,7	Большие значения при малом коэффициенте избытка воздуха
Дизели с наддувом	1,0...2,5	
Газовые двигатели	0,6 ...0,8	–
Двухтактные карбюраторные двигатели с кривошипно-камерной продувкой	0,35... 0,45	–

Более высокие табличные значения p_i для двигателей лёгкого жидкого топлива соответствуют большим степеням сжатия и двигателям с впрыскиванием топлива, а для дизелей – более полному использованию воздуха в процессе сгорания. Вообще говоря, среднее индикаторное давление зависит от многих факторов. Влияние отдельных факторов на величину p_i будет подробно рассмотрено в соответствующих разделах.

Индикаторная мощность. Мощность, развиваемая рабочим телом внутри цилиндров (цилиндра) двигателя, называется индикаторной мощностью.

Уравнение индикаторной мощности можно получить следующим образом.

Число рабочих циклов в одном цилиндре в течение одной минуты (циклов/мин) равно

$$2n/\tau,$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; $2n$ – число ходов поршня (число тактов) в минуту; τ – число тактов, приходящихся на один цикл: для четырёхтактных двигателей $\tau = 4$, для двухтактных ДВС $\tau = 2$.

Очевидно, что индикаторная работа, совершаемая газами в одном цилиндре в течение одной минуты, равна

$$L_{i_{\text{мин}}} = L_i \cdot \frac{2n}{\tau}$$

или, учитывая (1. 5),

$$L_{i_{\text{мин}}} = p_i \cdot V_h \cdot \frac{2n}{\tau}.$$

Обозначим через i число цилиндров двигателя, тогда индикаторная мощность двигателя определится как

$$N_i = \frac{L_{i_{\text{МИН}}}}{60} = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} \cdot \text{Вт} \quad (1.7)$$

В формуле (1.7) p_i имеет размерность МН/м², а V_h – м³. Если выразить V_h в л или дм³, то

$$N_i = \frac{L_{i_{\text{МИН}}}}{60} = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau}, \text{ кВт.} \quad (1.8)$$

Для четырехтактных двигателей $\tau = 4$. Поэтому

$$N_i = \frac{L_{i_{\text{МИН}}}}{60} = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{120}, \text{ кВт,}$$

а для двухтактных двигателей $\tau = 2$ и

$$N_i = \frac{L_{i_{\text{МИН}}}}{60} = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{60}, \text{ кВт.}$$

Индикаторные удельный расход топлива и коэффициент полезного действия

За единицу индикаторной работы принимают 1 кВтч = = 10³·3600 Н·м = 3,6 МДж.

Расход топлива, приходящийся на единицу индикаторной работы, называется индикаторным удельным расходом топлива.

Практически индикаторный удельный расход топлива g_i получается делением массового расхода топлива G_T на индикаторную мощность двигателя. Чаще всего G_T измеряют в кг за час работы. А g_i принято измерять в г/(кВтч). Поэтому

$$g_i = \frac{1000G_T}{N_i}, \text{ г/(кВтч).} \quad (1.5)$$

Итак, чтобы получить индикаторную работу, равную одному кВтч, необходимо затратить g_i граммов топлива.

Доля затраченной энергии топлива, использованная для осуществления индикаторной работы, называется индикаторным коэффициентом полезного действия двигателя.

Как известно, практически энергия одного кг топлива оценивается теплотворностью топлива (низшей теплотой сгорания), обозначаемой через H_u и имеющей размерность МДж/кг. Эта энергия реализуется при полном сгорании одного кг топлива. Таким образом, для получения индикаторной работы, рав-

ной одному кВт·ч, что эквивалентно 3,6 МДж, затрачивается $(g_i H_u)/1000$ МДж теплоты.

Количественно индикаторный коэффициент полезного действия определяется как отношение индикаторной работы, равной одному кВт·ч, к соответствующей затраченной теплоте топлива:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot H_u} \quad (1.10)$$

На основании данных практики в табл. 1. 4 приведены численные значения индикаторного коэффициента полезного действия и индикаторного удельного расхода топлива для разных типов двигателей.

Таблица 1. 4

Значения индикаторного КПД и удельного индикаторного расхода топлива для двигателей различных типов

Тип двигателя	Индикаторный КПД η_i	Индикаторный удельный расход топлива g_i , г/(кВт·ч)
Дизели:		
– четырехтактные	0,45...0,50	170...188
– двухтактные	0,42...0,48	176...202
Четырёхтактные бензиновые двигатели	0,30...0,38	215...273
Двухтактные карбюраторные двигатели с кривошипно-камерной продувкой	0,18...0,20	409...455

2. ПРОЦЕСС ВПУСКА

2. 1. Свежий заряд и коэффициент наполнения

В процессе впуска рабочий объем цилиндра заполняется свежим зарядом. В дизеле, как отмечалось, свежий заряд состоит из воздуха, а в двигателях с воспламенением от электрической искры (бензиновые карбюраторные или бензиновые с впрыскиванием топлива, а также газовые) – из смеси воздуха и паров легкого топлива или горючего газа. Воздух в цилиндре двигателя играет двойную роль. Во-первых, воздух и, главным образом, азот воздуха, служит рабочим телом, то есть, является упругим носителем (аккумулятором) тепловой энергии, что совершенно необходимо для обеспечения возможности осуществления в процессе расширения рабочего тела ДВС механической работы. Во-вторых, кислород воздуха служит окислителем топлива, то есть, используется в процессе горения для превращения скрытой химической энергии топлива в тепловую энергию. Чем большее количество воздуха поступает в цилиндр двигателя, тем, очевидно, большее количество топлива может быть сожжено и тем большее, в конечном итоге, количество работы может быть получено, а значит, может быть достигнута и большая мощность.

Мощность двигателя

$$N = f(G; \dots),$$

где G – массовое количество свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя.

Камера сгорания (сжатия) перед процессом впуска заполнена остаточными газами. Свежий заряд может заполнить лишь рабочий объем цилиндра. В процессе наполнения давление свежего заряда вследствие разрежения в цилиндре уменьшается, а температура увеличивается по сравнению с давлением и температурой до поступления свежего заряда в цилиндр. Это происходит вследствие его нагрева от горячих стенок. Нагрев заряда при смешивании его с остаточными газами практически не оказывает влияние на наполнение цилиндра, поскольку остаточные газы одновременно охлаждаются. Как будет показано в дальнейшем, расширение заряда при нагреве компенсируется сокращением объема остаточных газов при их охлаждении. Понижение давления и повышение температуры свежего заряда вследствие его нагрева от горячих стенок приводит к уменьшению массового количества свежего заряда G , поступившего в цилиндр, по сравнению с тем количеством свежего заряда (теоретическим) G_m , которое могло бы

поместиться в рабочем объёме цилиндра при давлении и температуре заряда, которыми он обладал до входа в цилиндр. Таким образом, всегда

$$G < G_m.$$

Очевидно, при конструировании систем впуска необходимо стремиться к тому, чтобы приведенное неравенство было бы выражено как можно слабее, или отношение первой из названных величин ко второй было бы как можно большим. Отсюда мы приходим к понятию, которое именуется коэффициентом наполнения:

$$\eta_v = \frac{G}{G_m}. \quad (2. 1)$$

Итак, **коэффициентом наполнения** называется отношение количества свежего заряда, действительно поступившего в цилиндр двигателя, к тому количеству заряда, которое могло бы заполнить рабочий объём цилиндра при давлении и температуре окружающего атмосферного воздуха. Приведенное определение коэффициента наполнения относится к четырёхтактным двигателям без наддува.

Для двухтактных двигателей принимают количество свежего заряда, которым можно было бы заполнить рабочий объём цилиндра при давлении и температуре заряда перед впускными органами. В четырёхтактных двигателях с наддувом – после компрессора или охладителя наддувочного воздуха.

Коэффициент наполнения позволяет объективно оценивать конструктивное совершенство систем впуска разных двигателей.

Из (2. 1) для количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, имеем

$$G = \eta_v \cdot G_m, \quad (2. 2)$$

где $G_m = \rho_0 V_h$ – масса свежего заряда, который мог бы заполнить цилиндр при давлении и температуре, равным давлению и температуре перед впускными органами;

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R_\Gamma \cdot T_0} -$$

плотность свежего заряда при параметрах, соответствующих условиям перед впускными органами;

p_0, T_0 – давление и температура заряда перед впускными органами (следует иметь в виду, что в случае наддува двигателей давление и температура заряда перед впускными органами обозначаются также через p_k и T_k);

R_Γ – газовая постоянная воздуха.

Таким образом, для двигателей с наддувом – см. схему впускной системы на рис. 2. 1 – за параметры состояния на входе в цилиндр принимают p_k и T_k – давление и температуру после компрессора. При отсутствии наддува

полагают $p_k = p_0$, $T_k = T_0$, где p_0 и T_0 – соответственно давление и температура атмосферного воздуха, иными словами – параметры состояния заряда на входе в компрессор.

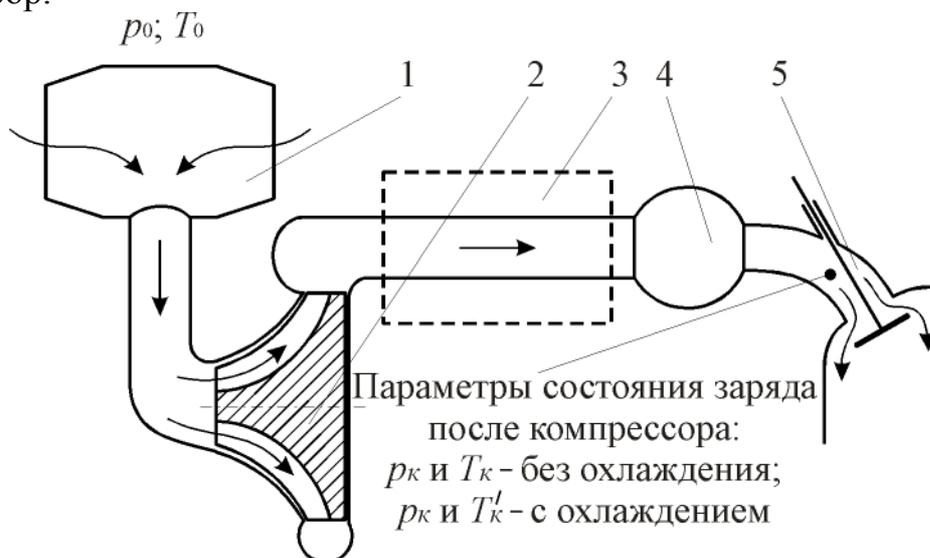


Рис. 2. 1. Схема впускной системы двигателя с наддувом:
1 – воздушный фильтр; 2 – компрессор; 3 – охладитель наддувочного воздуха; 4 – впускной трубопровод; 5 – впускной клапан или продувочные окна в двухтактных двигателях

Для наддувных двигателей с охладителями наддувочного воздуха необходимо учитывать понижение температуры заряда после охладителя на величину ΔT . Принимают $T_k' = T_k - \Delta T$, где T_k' – температура воздуха после охладителя.

Таким образом, уравнение (2. 2) в развёрнутом и обобщённом виде можно записать так:

$$G = \eta_v \cdot \rho_0 \cdot V_h = \eta_v \frac{p_0}{R_T \cdot T_0} \cdot V_h, \quad (2. 3)$$

или

$$G = f(\eta_v; p_0; V_h).$$

В двигателях без наддува ρ_0 есть плотность свежего заряда при параметрах состояния окружающей среды. Колебания плотности атмосферного воздуха в зависимости от метеорологических условий составляют $\pm 15\%$. Следовательно, и мощность двигателя будет колебаться примерно в этих же пределах.

Как известно, с высотой плотность воздуха уменьшается, а вместе с этим уменьшается и мощность двигателя. Так, на высоте 6000 м двигатель теряет примерно половину индикаторной мощности, которую он развивает на

уровне моря. Аналогичное влияние оказывает состояние атмосферного воздуха на мощность четырёхтактных ДВС с наддувом и двухтактных двигателей.

Для целей сравнения удельных мощностей двигателей принято замеренную экспериментально мощность приводить к так называемому нормальному состоянию атмосферы, характеризуемому величиной $p_0 = 0,1013$ МПа и $t_0 = 20$ °С, или $T_0 = 293$ К.

Другое выражение для коэффициента наполнения. В (2. 1) G_m (теоретически возможное количество заряда поступающего в цилиндр) можно представить произведением $\rho_0 \cdot V_h$. Тогда уравнение (2. 1) для коэффициента наполнения примет вид:

$$\eta_v = \frac{G}{G_m} = \frac{\rho_0 \cdot V_0}{\rho_0 \cdot V_h}, \quad (2. 4)$$

в котором V_0 – так называемый приведенный объём свежего заряда, то есть, объём свежего заряда, приведенный к параметрам состояния окружающей среды.

Таким образом, для η_v получаем

$$\eta_v = \frac{G}{G_m} = \frac{V_0}{V_h}. \quad (2. 5)$$

Численное значение коэффициента наполнения меньше единицы.

2. 2. Уравнение коэффициента наполнения

В процессе впуска происходит смешивание остаточных газов со свежим зарядом. Если принять, что в течение процесса впуска теплообмен между газами и стенками цилиндра отсутствует, то есть, принять процесс смешивания адиабатическим, то внутренняя энергия рабочего тела после смешивания, очевидно, будет равна сумме внутренних энергий остаточных газов и свежего заряда.

Остаточные газы имеют температуру, которая во много раз превышает температуру стенок полости цилиндра, и вследствие этого охлаждаются, уменьшаясь в объёме. Свежий заряд, наоборот, имея низкую температуру и соприкасаясь в процессе впуска с горячими поверхностями впускной трубы, каналов головки, клапанов, поршня и цилиндра, нагревается и, следовательно, увеличивается в объёме. Принято считать, что компенсация этих двух видов теплообмена, как правило, получается неполной и увеличение объёма свежего заряда превышает соответствующее уменьшение объёма остаточных газов.

Названное обстоятельство приводит к повышению температуры свежего заряда на некоторую величину ΔT .

Выведем уравнение коэффициента наполнения для четырёхтактного двигателя без наддува (рис. 2. 2).

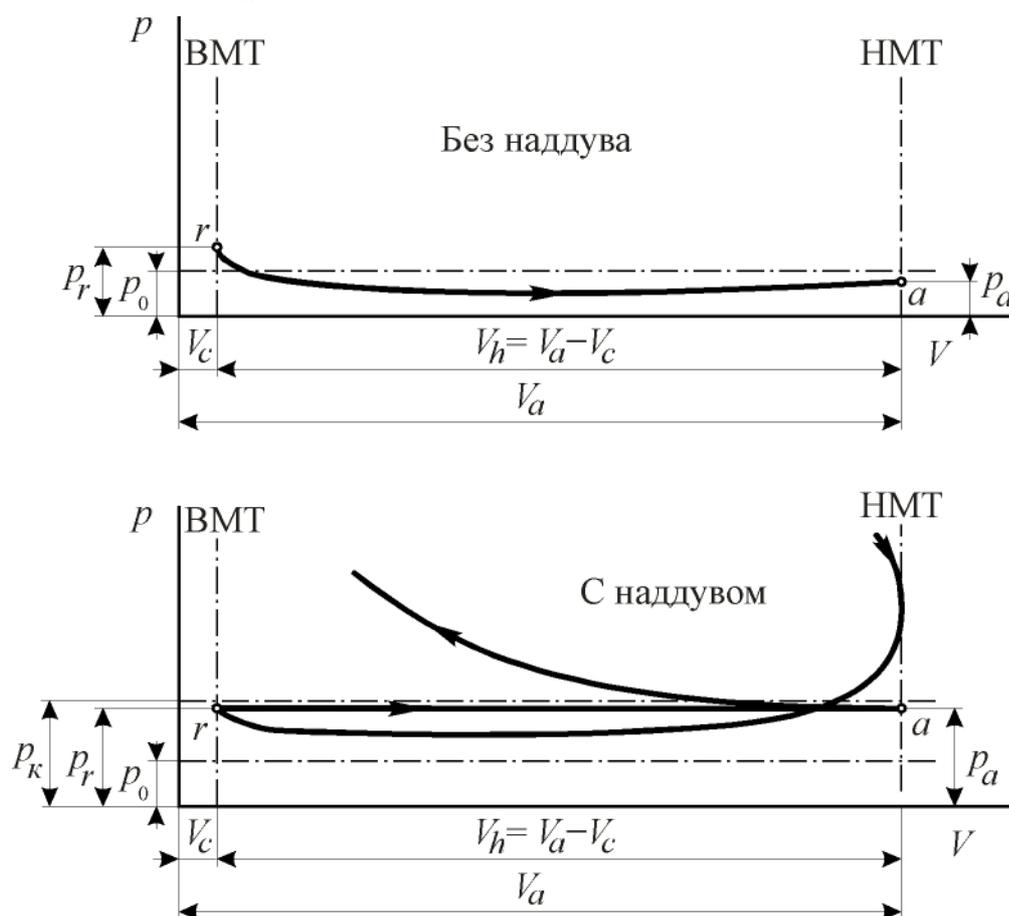


Рис. 2. 2. Схемы изменения давления рабочего тела в процессах впуска в безнаддувном и наддувном двигателях

Энергетический баланс (применительно к внутренней энергии рабочего тела)

$$U_a = U_0 + U_r, \quad (2. 6)$$

где U_a – внутренняя энергия рабочего тела в конце такта впуска в предположении, что весь заряд к этому моменту времени уже поступил в цилиндр двигателя;

U_0 – внутренняя энергия свежего заряда, поступившего в цилиндр, с учётом теплообмена со стенками горячих деталей;

U_r – внутренняя энергия остаточных газов.

Согласно закону Джоуля:

$$U = \mu C_v \cdot T \cdot M .$$

Используя закон Джоуля, перепишем (2.6) в следующем виде:

$$\mu C_{va} T_a M_a = \mu C_{vr} T_r M_r + \mu C_{v0} (T_0 + \Delta T) M_0, \quad (2. 7)$$

где μC_{va} , T_a и M_a – соответственно мольная теплоёмкость, температура и число молей рабочего тела в точке a индикаторной диаграммы;

μC_{vr} , T_r и M_r – мольная теплоёмкость, температура и число молей остаточных газов;

μC_{v0} , $(T_0 + \Delta T)$ и M_0 – мольная теплоёмкость, температура с учетом теплообмена со стенками горячих деталей и число молей свежего заряда.

Не будет большой ошибкой считать, что мольная теплоёмкость остаточных газов мало чем отличается по величине от мольной теплоёмкости свежего заряда. К этому выводу пришли учитывая, что, как в остаточных газах, так и в свежем заряде на долю азота приходится примерно три четверти общего количества газа. Теплоёмкости остальных газов, входящих в рассматриваемые смеси, отличаются мало. Таким образом, можем положить

$$\mu C_{va} \approx \mu C_{vr} \approx \mu C_{v0},$$

и уравнение (2.7) можно переписать так:

$$T_a M_a = T_r M_r + (T_0 + \Delta T) M_0. \quad (2.8)$$

На основании уравнения состояния газов Менделеева

$$p \cdot V = R \cdot M \cdot T.$$

Выразим число молей через параметры состояния смеси газов:

$$M_a = \frac{p_a V_a}{RT_a}; \quad M_r = \frac{p_r V_r}{RT_r}; \quad M_0 = \frac{p_0 V_0}{RT_0}.$$

Учитывая, что $V_0 = \eta_v V_h$, преобразуем последнее выражение:

$$M_0 = \eta_v \frac{p_0 V_h}{RT_0}.$$

Подставляя полученные для числа молей выражения в уравнение (2.8), получаем

$$p_a V_a = p_r V_r + \eta_v p_0 V_h \left(\frac{T_0 + \Delta T}{T_0} \right),$$

откуда

$$\eta_v = \frac{p_a V_a - p_r V_r}{p_0 V_h} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}.$$

Разделим числитель и знаменатель на V_c , и тогда

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \cdot p_a - p_r}{p_0(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T},$$

так как

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

Вычтем из числителя и прибавим к нему p_a , тогда

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \cdot p_a - p_a + p_a - p_r}{p_0(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} = \frac{(\varepsilon - 1)p_a + p_0 - p_r}{p_0(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}.$$

Отсюда

$$\eta_v = \left[\frac{p_a}{p_0} + \left(\frac{p_a}{p_0} - \frac{p_r}{p_0} \right) \frac{1}{\varepsilon - 1} \right] \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}. \quad (2.9)$$

Формальный анализ полученного уравнения показывает, что

$$\eta_v = f\left(\frac{p_a}{p_0}, \Delta T, \frac{p_r}{p_0}, \varepsilon\right).$$

Кроме того:

1. $\frac{p_a}{p_0}$ – степень понижения давления рабочего тела в конце такта

впуска. Чем больше это отношение, тем больше численное значение η_v .

Степень понижения давления зависит, в свою очередь, от гидродинамических сопротивлений течению заряда через систему впуска двигателя (конструкция, частота вращения вала, дросселирование);

2. Чем больше ΔT , тем меньше η_v , так как с повышением ΔT увеличивается степень подогрева $\frac{T_0 + \Delta T}{T_0}$ свежего заряда от поверхностей горячих стенок;

3. $\frac{p_r}{p_0}$ – степень повышения или понижения давления остаточных газов

в начале такта впуска. Чем больше это отношение, тем меньше η_v .

Степень повышения или понижения давления зависит от гидравлических сопротивлений системы впуска двигателя. Однако, следует отметить, что влияние этого отношения на величину коэффициента наполнения выражено гораздо слабее по сравнению с влиянием отношения p_a/p_0 ;

4. Чем больше величина ε , тем больше η_v .

Влияние этого фактора подтверждается практикой и становится значительным при существенных изменениях степени сжатия. Например, большую экономичность рабочего цикла дизелей можно объяснить существенно большей величиной ε по сравнению с её значением в двигателях с воспламенением горючей смеси от электрической искры.

Надо учитывать и то обстоятельство, что в реальном двигателе фазы газораспределения, о которых речь пойдет позже, могут совершенно изменить влияние фактора ε .

2. 3. *Определение величины условного давления рабочего тела в конце такта впуска для четырёхтактных двигателей*

Если известны или могут быть оценены величины η_v и p_r , то p_a может быть приближённо вычислено. Преобразуем уравнение (2. 9):

$$\eta_v \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} p_0 = \left(\frac{p_a}{p_0} + \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} - \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_r}{p_0} \right) p_0 = \left(1 + \frac{1}{\varepsilon - 1} \right) p_a - \frac{1}{\varepsilon - 1} p_r.$$

Полученное выражение разрешим относительно p_a . Имеем

$$p_a = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \left[\eta_v \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} + \frac{1}{\varepsilon - 1} p_r \right],$$

откуда

$$p_a = \frac{1}{\varepsilon} \left[(\varepsilon - 1) \eta_v p_0 \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} + p_r \right], \quad (2. 10)$$

Для определения p_a нужно задаться ε на основании накопленного опытного материала. Для двигателей бензиновых (карбюраторных и с впрыскиванием топлива) ε зависит от октанового числа бензина. Для дизелей ε определяется типом смесеобразования и типом камеры сгорания. Напомним, что для двигателей без наддува величины p_0 и T_0 , если это не определяется целями исследования, выбираются в соответствии со стандартными атмосферными условиями ($p_0 = 0,1013$ МПа; $T_0 = 288$ К, или $t_0 = 15$ °С).

Если двигатель имеет наддув, то p_0 в (2. 10) оценивают, исходя из его мощности и типа компрессора. Температуру заряда после компрессора определяют расчётным путём. Если имеется охлаждение воздуха после компрессора, то определяют T_k' . Величины p_r и T_r выбирают.

2. 4. *Основные факторы, влияющие на коэффициент наполнения*

2. 4. 1. Гидравлическое сопротивление системы впуска

Как видно из уравнения (2. 9), степень понижения давления в конце такта впуска p_a/p_0 является главным фактором, определяющим величину коэффициента наполнения η_v . Давление p_a зависит, главным образом, от величины гидравлических сопротивлений системы впуска: с их ростом p_a уменьшается, и наоборот. Из курса гидравлики известно, что гидравлическое сопротивление какой-либо системы определяется конструктивными факторами и скоростью движения жидкости. Известно также, что гидравлическое сопротивление изменяется пропорционально квадрату скорости жидкости

(капельной или упругой). Основываясь на этом и принимая, что разность $(1 - \eta_v)$ характеризует только гидравлические сопротивления (рис. 2. 3), можно записать:

$$\eta_v = 1 - kw_{cp}^2, \quad (2. 11)$$

где kw_{cp}^2 – потеря в величине коэффициента наполнения, обусловленная гидравлическими сопротивлениями системы впуска;

w_{cp}^2 – средняя скорость движения свежего заряда на входе в цилиндр двигателя;

k – коэффициент пропорциональности, зависящий от конструктивных факторов, влияющих на гидравлическое сопротивление системы впуска: величина проходных сечений, число колен, геометрический профиль проточной части, особенности воздухоочистителя. С уменьшением k уменьшаются гидравлические потери, и η_v увеличивается.

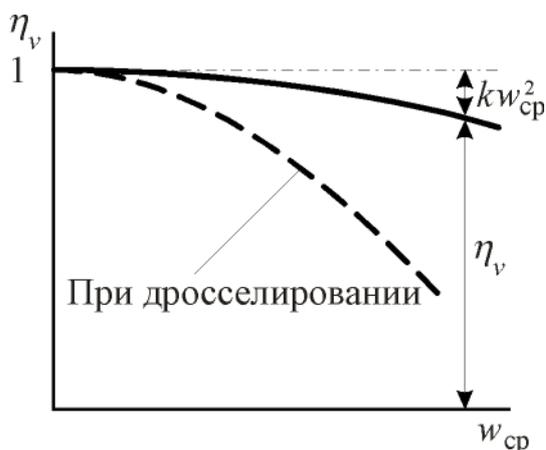


Рис. 2. 3. Зависимость коэффициента наполнения от средней скорости движения свежего заряда на входе в цилиндр двигателя

Перепишем уравнение (2. 11) в следующем виде:

$$w_{cp} = \sqrt{\frac{1 - \eta_v}{k}}. \quad (2. 12)$$

На режимах номинальной мощности для автотракторных двигателей $w_{cp} = 40 \dots 100$ м/с, при этом меньшие значения относятся к тракторным двигателям, большие – к двигателям грузовых и легковых автомобилей.

Примем для простоты, что впускные отверстия открываются мгновенно. Тогда объем свежего заряда, приведенный к параметрам состояния перед органами впуска

$$V_k = w_{cp} \cdot f_{\max} \cdot t, \quad (2. 13)$$

где f_{\max} – площадь проходного сечения впускного органа при его полном открытии;

t – продолжительность впуска в цилиндр свежего заряда, с.

С другой стороны, как это было показано ранее, объем V_k связан с коэффициентом наполнения η_v соотношением (2. 5).

После подстановки полученных значений для w_{cp} и V_k в уравнение (2. 12) получим

$$\eta_v V_h = \sqrt{\frac{1 - \eta_v}{\kappa}} \cdot f_{\text{макс}} \cdot t,$$

или

$$\frac{\eta_v}{\sqrt{1 - \eta_v}} = \frac{1}{V_h \sqrt{\kappa}} \cdot f_{\text{макс}} \cdot t, \quad (2.14)$$

где произведение ($f_{\text{макс}} t$) называют временем-сечением. Оно изображено площадью прямоугольника на рис. 2. 4.

Анализ последнего уравнения показывает, что увеличение времени-сечения приводит к повышению коэффициента наполнения.

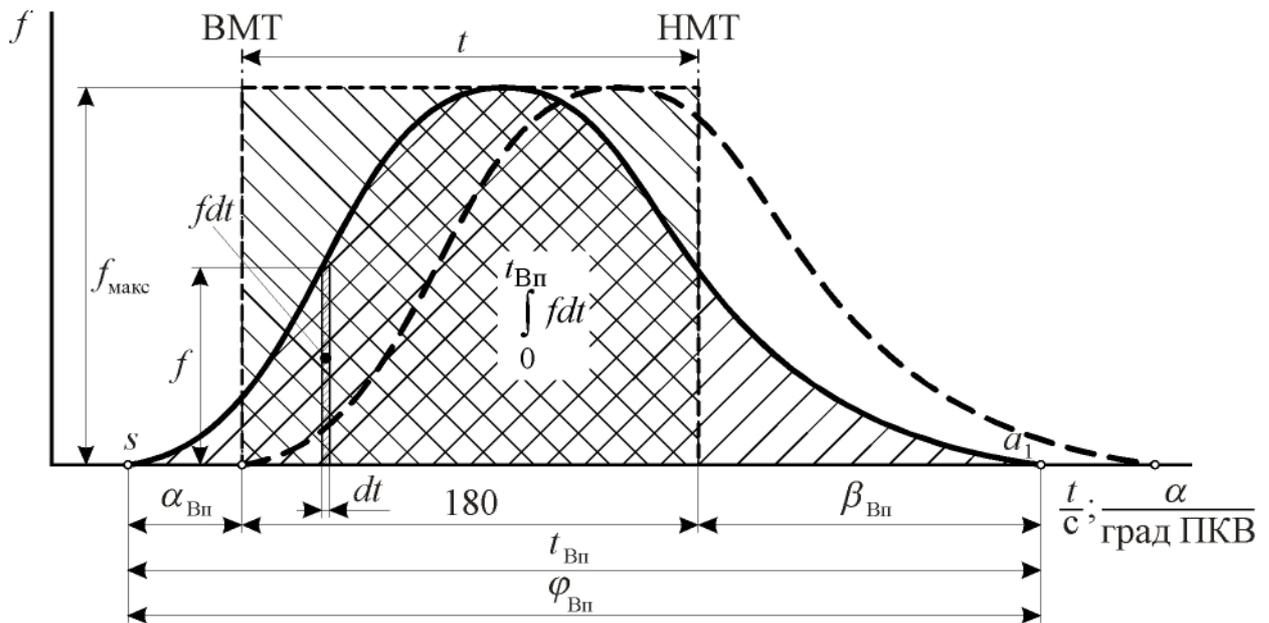


Рис. 2. 4. К понятию времени-сечения клапана

Если учесть конечную скорость открытия и закрытия клапанов (точнее – фазы работы клапанов), под временем-сечением (ВСч) следует понимать определенный интеграл вида, рис.2. 4

$$\int_0^{t_{\text{вп}}} f(t) dt, \text{ м}^2/\text{с},$$

где $f(t)$ – переменная площадь проходного сечения впускного органа.

Следует обратить внимание на то, что величина $f_{\text{макс}}$ ограничена конструктивными факторами. При клапанном механизме газораспределения

$$f_{\text{макс}} = F_1(D_{\text{кл}}; h_{\text{кл}}; i_{\text{кл}}),$$

где $D_{\text{кл}}$ – диаметр клапана; $h_{\text{кл}}$ – высота подъема клапана; $i_{\text{кл}}$ – число клапанов.

При золотниковом механизме газораспределения

$$f_{\text{макс}} = F_2(B_{\text{ок}}; h_{\text{ок}}; i_{\text{ок}}),$$

где $B_{\text{ок}}$ – ширина окна;

$h_{\text{ок}}$ – высота окна;

$i_{\text{ок}}$ – число окон.

Продолжительность процесса впуска ограничена частотой вращения двигателя и наибольшей фазой впуска согласно соотношению

$$t_{\text{вп}} = \frac{\varphi_{\text{вп}}}{\omega},$$

где $\varphi_{\text{вп}}$ – фаза (продолжительность) процесса впуска, рад;

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ – угловая скорость вращения вала, с}^{-1}.$$

Для текущего момента времени, если φ определять в рад, справедливо выражение

$$t = \frac{\varphi}{\omega}.$$

Отсюда для элементарного отрезка времени имеем

$$dt = \frac{1}{\omega} d\varphi.$$

Таким образом,

$$\text{ВСч} = \int_0^{t_{\text{вп}}} f(t) dt = \frac{30}{\pi \cdot n} \int_0^{\varphi_{\text{вп}}} f(\varphi) d\varphi,$$

откуда видно, что время-сечение при постоянстве закона изменения площади впускного проходного сечения и фазы процесса впуска обратно пропорционально числу оборотов двигателя, то есть, с увеличением частоты вращения вала оно уменьшается.

Связь между временем в секундах, углом поворота коленчатого вала в градусах и частотой его вращения определяется с учётом следующего: отрезок времени в 60 с соответствует 360n град ПКВ. Отсюда для текущего t , соответствующего повороту коленчатого вала на φ град, имеем

$$t = \frac{60\varphi}{360n} = \frac{\varphi}{6n}, \text{ с.}$$

Применение двух впускных клапанов вместо одного клапана обеспечивает повышение мощности двигателя примерно на 15 %.

Численные значения фаз открытия и закрытия впускных клапанов приведены в табл. 2. 1.

Для автомобильных двигателей характерны большие значения фаз газораспределения, для тракторных, наоборот, – меньшие. При этом двигатели легковых автомобилей, в свою очередь, имеют большие значения $\alpha_{\text{вп}}$ и $\beta_{\text{вп}}$ по сравнению с двигателями грузовых автомобилей.

Фазы открытия и закрытия впускных клапанов

Тип двигателя	$\alpha_{\text{Вп}}$, град ПКВ до ВМТ	$\beta_{\text{Вп}}$, град ПКВ после ВМТ
Тракторный	10...20	30...40
Автомобильный	20...30	50...70

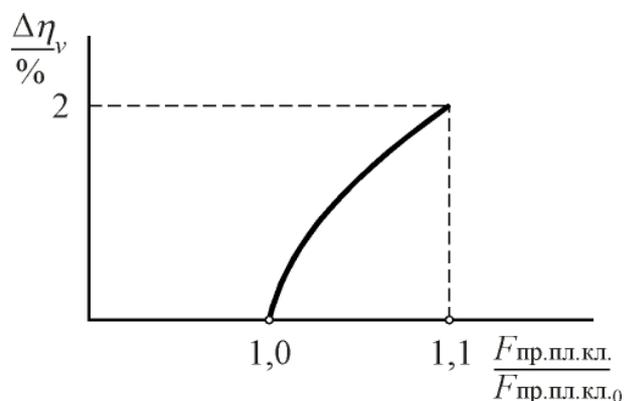


Рис. 2. 5. Влияние проходной площади клапана на наполнение цилиндра двигателя

Влияние проходной площади впускного клапана на наполнение цилиндров свежим зарядом иллюстрируется рисунком 2. 5. На нём приращение коэффициента наполнения $\Delta \eta_v$ показано в функции относительного увеличения проходной площади клапана. Увеличение проходного сечения впускного клапана на 10 % увеличивает η_v примерно на 2 %.

Следует различать коэффициент наполнения конкретного цилиндра свежим зарядом и коэффициент наполнения двигателя в целом.

2. 4. 2. Частота вращения вала двигателя

Анализируя характер изменения коэффициента наполнения в зависимости от частоты вращения вала для различных двигателей (рис. 2. 6), можно заметить общую закономерность, сущность которой состоит в том, что зависимости η_v имеют вид выпуклых кривых. Имеет также место прогрессивное уменьшение величины коэффициента наполнения «справа» и «слева» от $\eta_{v\text{макс}}$.

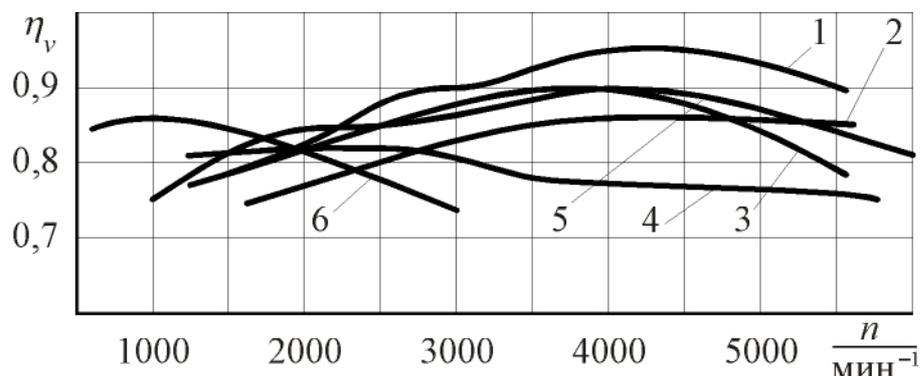


Рис. 2. 6. Изменение коэффициента наполнения двигателей при работе их по внешней скоростной характеристике:
1 – Форд Лотус-1500; 2 – Альфа Ромео; 3 – Фиат-1500;
4 – БМВ-1500; 5 – ВАЗ-2108; 6 – В2С8,2/7,8

Можно объяснить такой характер протекания коэффициента наполнения в зависимости от частоты вращения.

Примем вначале, что при наполнении цилиндров свежим зарядом в системе впуска двигателя отсутствуют гидравлические сопротивления и нагрев заряда от горячих стенок. В этом случае коэффициент наполнения был бы равен единице на всех скоростных режимах работы двигателя (линия 1 на рис. 2. 7).

В действительности гидравлические потери уменьшают коэффициент наполнения. Если учитывать только их влияние, то величина потерь в коэффициенте наполнения будет возрастать пропорционально квадрату частоты вращения вала двигателя (кривая 2 на рис. 2. 7).

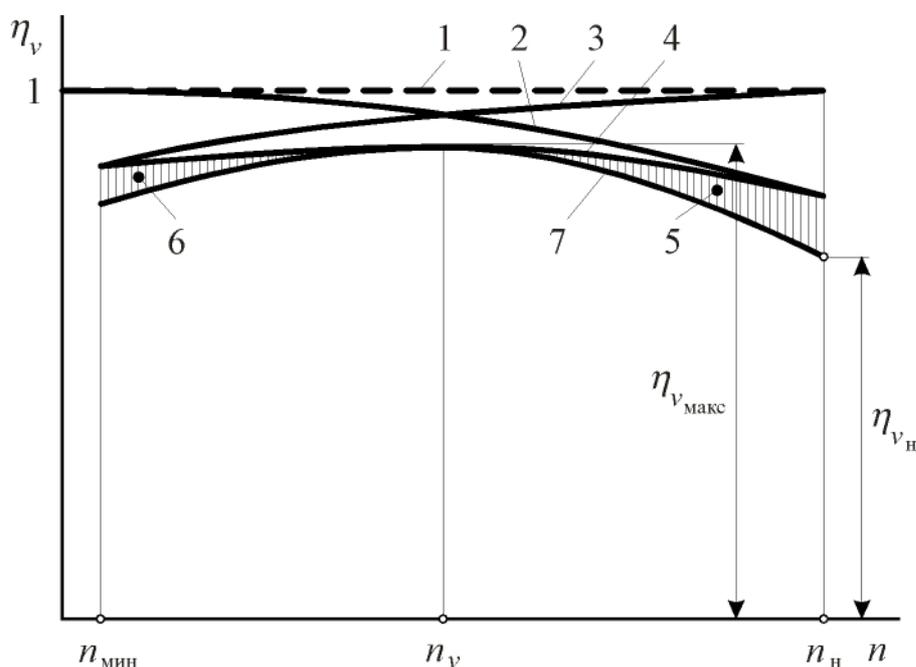


Рис. 2. 7. Зависимость коэффициента наполнения от частоты вращения коленчатого вала двигателя:

1 – при отсутствии каких-либо потерь; 2 – при наличии потерь, обусловленных гидравлическими сопротивлениями впускной системы; 3 – при наличии потерь, обусловленных нагревом свежего заряда; 4 – с учётом влияния гидравлических сопротивлений системы и нагрева заряда; 5 – потери, обусловленные недозарядкой цилиндра при высокой частоте вращения; 6 – потери, обусловленные выталкиванием части заряда из цилиндра при низкой частоте вращения; 7 – с учётом влияния всех факторов

нов для каждого из скоростных режимов работы двигателя.

Время соприкосновения свежего заряда со стенками по мере увеличения частоты вращения вала уменьшается, а, следовательно, влияние одного только нагрева свежего заряда от горячих стенок на величину потерь в наполнении можно приблизительно отобразить линией 3.

В результате суммирования этих двух видов потерь получим кривую 4, которая представляет собой график наибольших значений коэффициента наполнения при условии обеспечения наиболее выгодных фаз запаздывания закрытия впускных органов

Для каждой частоты вращения существует своя оптимальная фаза закрытия впускного клапана (рис. 2. 8).

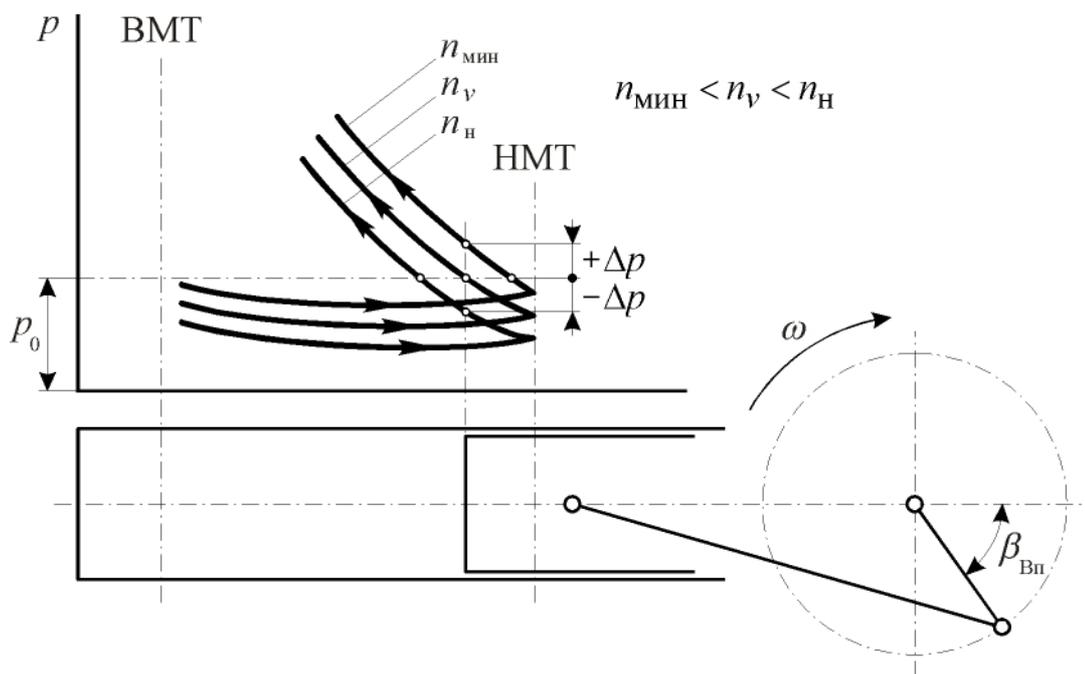


Рис. 2. 8. Влияние частоты вращения и фазы запаздывания закрытия впускного клапана на наполнение цилиндров двигателя

При малых частотах возможен обратный выброс свежего заряда, так как давление в цилиндре к моменту закрытия впускного клапана больше атмосферного, если двигатель безнаддувный, на величину $+\Delta p$. При номинальной частоте вращения n_n возможно недоиспользование гидравлического напора, поскольку давление в цилиндре меньше атмосферного на величину $-\Delta p$.

Чем больше намечаемая частота вращения вала проектируемого двигателя, тем более жёсткие требования следует предъявлять в отношении наименьших гидравлических потерь в системе впуска свежего заряда, включая форму камеры сгорания.

2. 4. 3. Нагрев свежего заряда от горячих стенок двигателя

Массовое количество свежего заряда, поступившего в цилиндр, зависит от степени повышения температуры заряда при впуске и степени понижения давления

$$G_{\text{вц}} = f_1 \left(\Delta T; \frac{p_a}{p_0} \right),$$

где $G_{\text{вц}}$ – цикловой расход воздуха.

$$\eta_v = f_2(\Delta T)$$

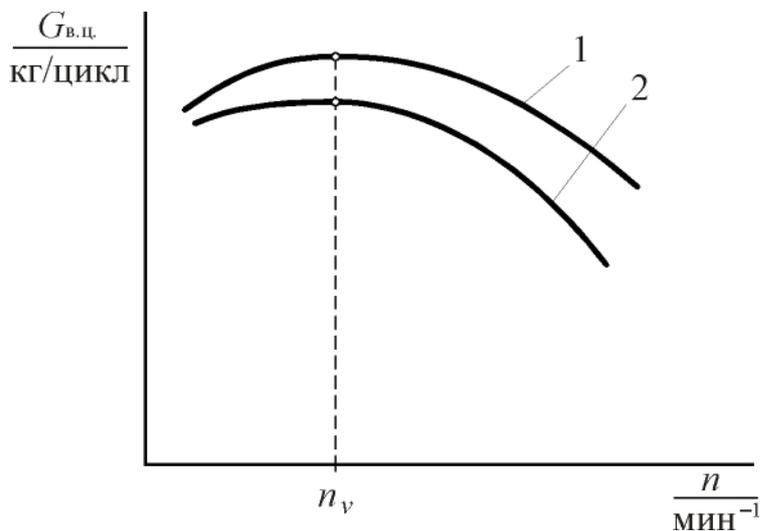


Рис. 2. 9. Зависимость наполнения цилиндра свежим зарядом от теплового состояния двигателя: 1 – холодный двигатель; 2 – горячий двигатель

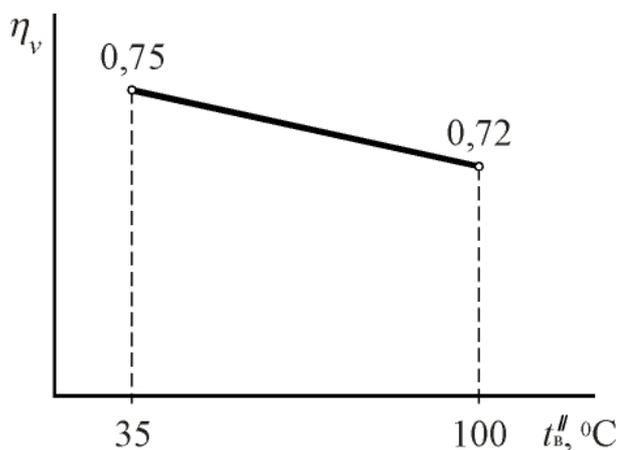


Рис. 2. 10. Влияние температуры охлаждающей жидкости на коэффициент наполнения ($n = \text{const}$)

коэффициент наполнения.

2. 4. 4. Состав смеси, род топлива и способ смесеобразования в двигателях лёгкого топлива

Чем беднее смесь, тем меньше теплоты затрачивается на парообразование. Следовательно, тем больше ΔT и меньше η_v (рис. 2. 11). Скрытая теплота парообразования бензина (294...378 кДж/кг) меньше теплоты парообразования метилового спирта CH_3OH (1189 кДж), поэтому при работе двигателя на метиловом спирте меньше подогрев заряда ΔT и выше η_v .

при $n = \text{Const}$.

В практике производства и эксплуатации двигателей находят достаточно широкое применение двигатели с воздушным охлаждением. Одним из достоинств этих двигателей является меньший износ, что объясняется меньшей конденсацией на стенках цилиндра и системы выпуска сернистых соединений, содержащихся в выпускных газах. Однако, двигатели с воздушным охлаждением характеризуются меньшими значениями коэффициента наполнения по сравнению с двигателями жидкостного охлаждения. Это объясняется тем обстоятельством, что на цикловой расход воздуха оказывает влияние тепловое состояние двигателя (рис. 2. 9), а на коэффициент наполнения – температура охлаждающей жидкости (рис. 2. 10). Таким образом, чем больше величина ΔT нагрева свежего заряда от горячих стенок, тем меньше

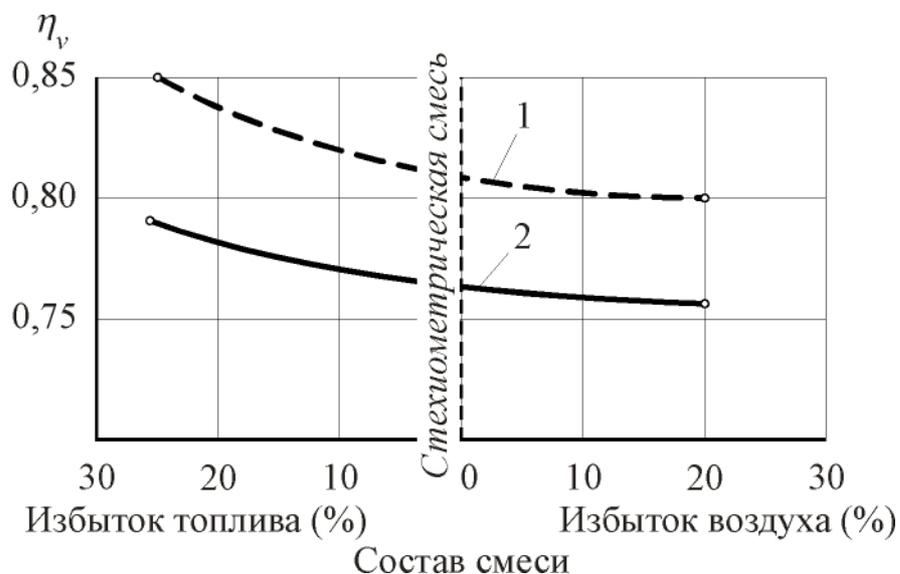


Рис. 2. 11. Влияние состава смеси и рода топлива на коэффициент наполнения: 1 – протекание η_v при использовании в качестве топлива метилового спирта; 2 – протекание η_v при использовании в качестве топлива бензина

Влияние способа смесеобразования на коэффициент наполнения иллюстрируется табл.2. 2.

Карбюратор дешевле, чем топливный насос и форсунка.

Применение впрыскивания бензина позволяет уменьшить гидравлические сопротивления системы впуска (отсутствует карбюратор) и улучшить наполнение цилиндров двигателя.

Таблица 2. 2

Коэффициент наполнения двигателей лёгкого топлива

Способ смесеобразования	η_v
Карбюрирование смеси	0,80...0,82
Впрыскивание бензина во впускной канал головки или патрубков	0,83...0,85 (повышение на $\approx 5\%$)
Впрыскивание бензина в цилиндр двигателя	0,88...0,90 (увеличение на $\approx 10\%$)

2. 4. 5. Организация газодинамического наддува в многоцилиндровых двигателях

Периодичность движения поршня и открытия клапанов порождают во впускном трубопроводе колебания давления газов. При открытии впускного клапана в зоне горловины возникает волна разрежения, которая со скоростью

звука распространяется до открытого конца трубопровода, где оказывает возмущающее воздействие на воздушный поток. Вследствие этого во входном сечении трубопровода возникает волна давления, движущаяся к клапану.

Характер колебания давления во впускном трубопроводе (в зоне впускного клапана) имеет волнообразный вид. При этом повышенное давление p_0 (или p_k при наддуве) у впускного клапана достигается в конце процесса впуска непосредственно перед закрытием клапана – рис. 2. 12.

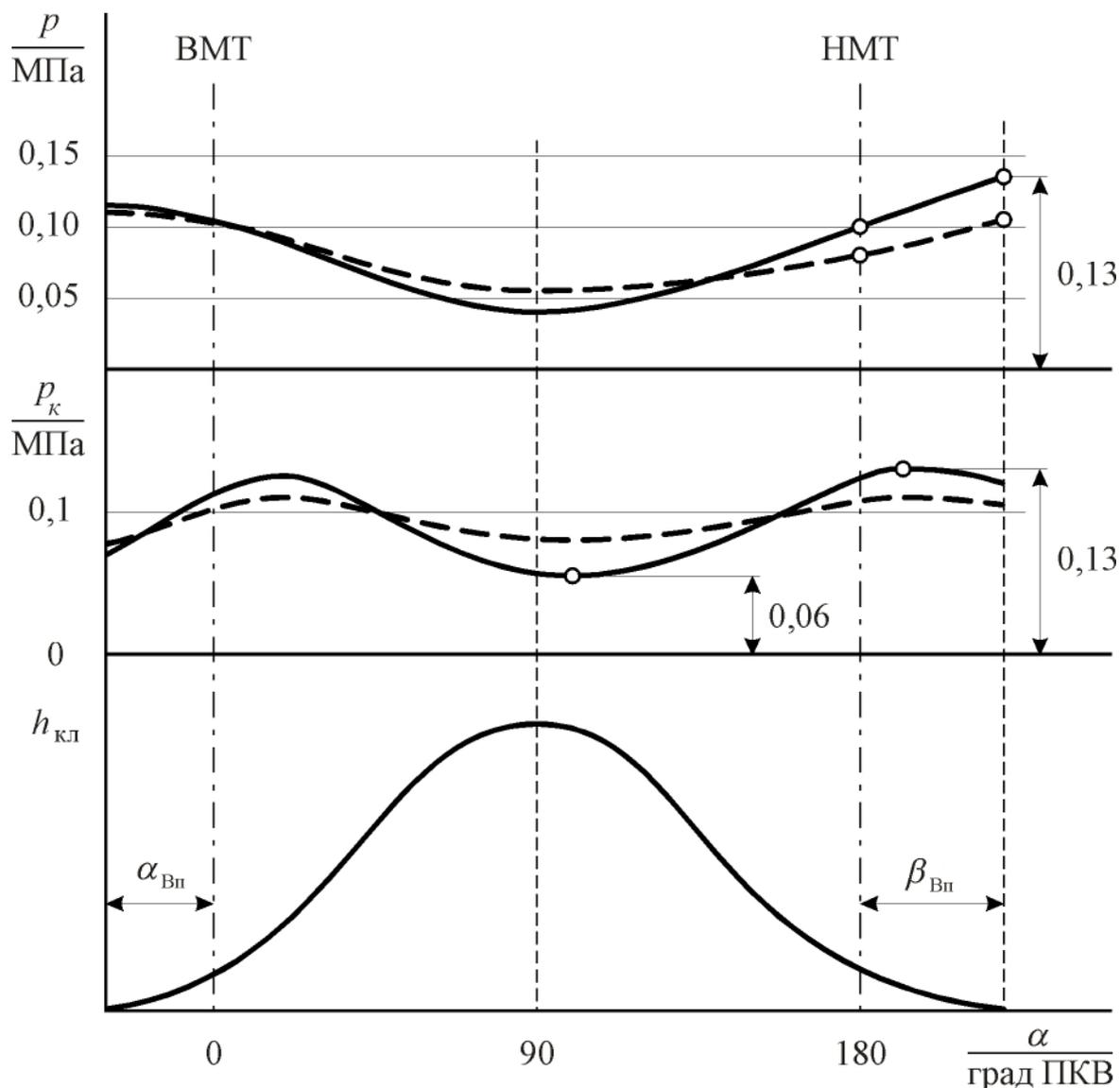


Рис. 2. 12. Изменение давления во впускном трубопроводе p_k и в цилиндре p в процессе впуска до (---) и после (—) настройки системы впуска двигателя: $h_{\text{кл}}$ – перемещение впускного клапана

В результате повышается перепад ($p_0 - p$) между давлением во впускном трубопроводе и давлением p в цилиндре, что повышает эффект дозарядки цилиндра свежим зарядом. Этот эффект можно усилить, если повысить амплитуду колебания давлений во впускном трубопроводе путем настройки системы впус-

ка на явление резонанса, то есть, на совпадение или на кратность частот свободных и вынужденных колебаний давления во впускном трубопроводе. Настройка системы осуществляется путем подбора диаметра и длин впускных трубопроводов, а также установкой резонансных ёмкостей в многоцилиндровых двигателях.

На рис 2. 12 пунктиром обозначены давления во впускном трубопроводе p_k и в цилиндре p применительно к случаю ненастроенной системы, а сплошными линиями – к системе с настройкой.

Рисунок позволяет заключить, что в настроенной системе амплитуда колебания давлений p_k возрастает с 0,0125 МПа (для случая без настройки) до 0,035 МПа в настроенной системе. В результате этого давление в цилиндре в момент закрытия впускного клапана увеличивается с 0,105 до 0,130 МПа, что приводит к увеличению коэффициента наполнения и мощности двигателя на $\approx 10...12\%$.

Подобное явление называют резонансным наддувом, но достигается оно без повышения среднего давления во впускном трубопроводе в отличие от компрессорного наддува. При этом эффект улучшения наполнения реализуется в ограниченном диапазоне частот вращения вала двигателя.

Улучшение наполнения, как показывают исследования, достигается ещё и потому, что колебания давления и объёмной скорости потока у клапанов способствуют уменьшению потерь давления в канале впускного клапана [13].

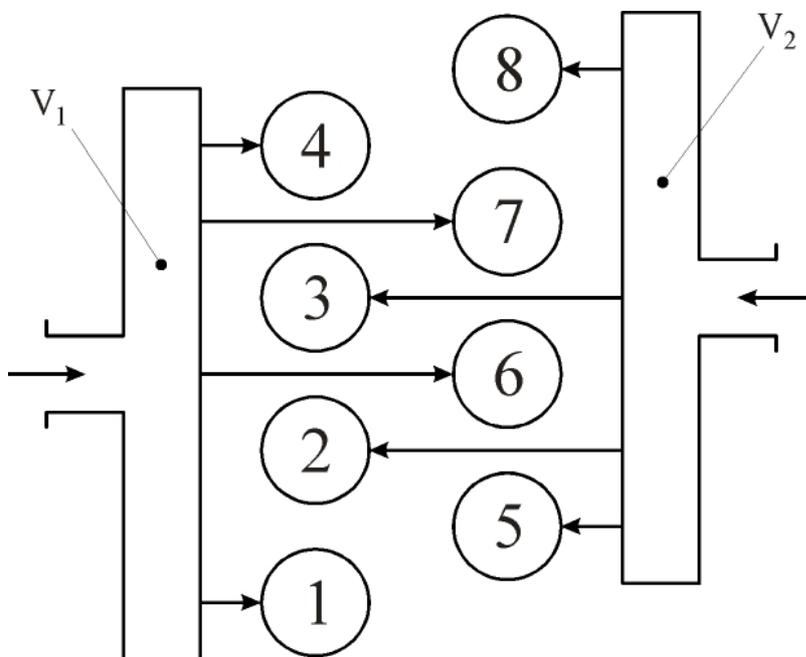


Рис. 2. 13. Схема резонансной системы наддува восьмицилиндрового двигателя с порядком работы цилиндров 1–5–4–2–6–3–7–8; $V_1 = V_2$

В многоцилиндровых двигателях при настройке системы впуска к каждому каналу от резонансной ёмкости подводится отдельная труба определенной длины, чтобы газодинамические явления в ней не нарушались подобными явлениями в трубопроводах соседних цилиндров. Поскольку продолжительность такта впуска составляет 180 град ПКВ (для четырехтактных двигателей), то к одной резонансной ёмкости можно подключать только те цилинд-

ры, в которых такты впуска чередуются не менее, чем через 180 град ПКВ.

На рис. 2. 13 приведен вариант схемы резонансной системой наддува восьмицилиндрового четырёхтактного дизеля, имеющего две резонансные ёмкости. Применение двух ёмкостей вызвано тем, что чередование тактов для такого двигателя происходит через $720/8 = 90$ град ПКВ. При одной резонансной ёмкости получилось бы наложение газодинамических процессов в трубопроводах тех цилиндров, которые соседствуют в смысле порядка протекания процессов в них (для рассматриваемого двигателя порядок работы определяется последовательностью: 1–5–4–2–6–3–7–8). Поэтому к резонансной ёмкости V_1 присоединены трубопроводы от 1-, 4-, 6-, 7-го цилиндров. Остальные цилиндры связаны с резонансной ёмкостью V_2 . Трубопроводы от резонансных ёмкостей к цилиндрам должны иметь одинаковые длины и диаметры. Для приближённой оценки длины трубы может быть использована формула Капети

$$L_{\text{опт}} \approx 7,5 \frac{a_0}{n}, \text{ м,}$$

где a_0 – скорость звука, м/с; n – частота вращения вала двигателя, мин^{-1} .

2. 4. 6. Дросселирование в двигателях с внешним смесеобразованием

Дроссель – специальная заслонка в смесительной камере карбюратора (или во впускном трубопроводе двигателя с впрыскиванием топлива), которая позволяет создавать искусственное переменное гидравлическое сопротивление в системе впуска с целью регулирования мощности двигателя.

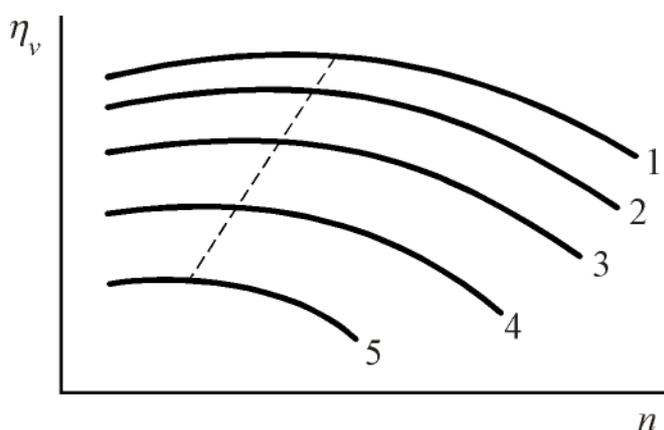


Рис. 2. 14. Влияние положения дроссельной заслонки в двигателе с внешним смесеобразованием на коэффициент наполнения:

1 – «полный» дроссель; 2 – $\frac{3}{4}$ дросселя;
3 – $\frac{1}{2}$ дросселя; 4 – $\frac{1}{4}$ дросселя;

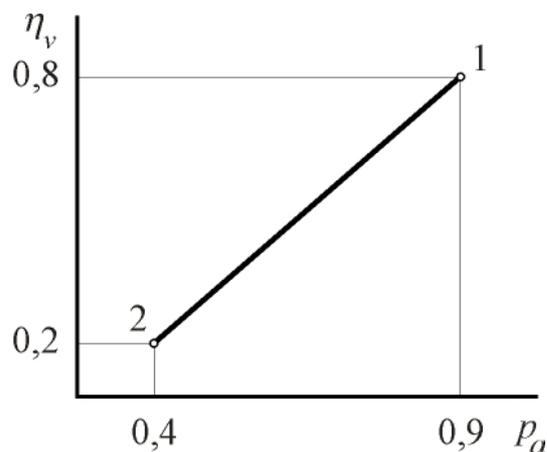


Рис. 2. 15. Связь η_v и p_a (автомобильные двигатели):
 $n = \text{Const}$; $\eta_v = f(\text{положение дроссельной заслонки})$;

1 – полный дроссель;
2 – холостой ход

По мере прикрытия дросселя (рис. 2. 14) уменьшается частота вращения, соответствующая максимальным значениям коэффициента наполнения, и снижается давление в конце такта впуска p_a . Связь между коэффициентом наполнения и давлением p_a при разных положениях дросселя (разные нагрузки) иллюстрируется рис. 2. 15.

Величины коэффициентов наполнения для различных двигателей (для номинального режима работы и для режима максимального крутящего момента, который близок к режиму максимума коэффициента наполнения $\eta_{v\max}$) приведены в табл. 2. 3.

Таблица 2. 3

Коэффициенты наполнения различных двигателей
для двух скоростных режимов

Тип и назначение двигателя	Число и расположение впускных клапанов	Тип системы охлаждения	Номинальная частота вращения вала n_H , мин ⁻¹	Коэффициент наполнения	
				η_{vH} при n_H	$\eta_{v\max}$ при n_M
С внешним смесеобразованием (бензиновые)					
а) четырехтактные: – легковых автомобилей;	Один верхний	Ж	4000...5500	0,65...0,76	0,78...0,86
– грузовых автомобилей и автобусов;	Один верхний	Ж	2600...3800	0,72...0,80	0,82...0,88
– мотоциклетные	Один нижний	В	4000...5500	0,58...0,70	0,72...0,80
б) двухтактные с кривошипно-камерной продувкой (мотоциклетные)	–	В	3500...5000	0,40...0,50	0,45...0,55
С внутренним смесеобразованием (дизели)					
а) четырехтактные: – тракторные, комбайновые;	Один верхний	Ж	1100...2200	0,78...0,85	0,85...0,90
– грузовых автомобилей, тягачей;	Один верхний	Ж	2000...3500	0,75...0,80	0,82...0,88
– тепловозные, танковые	Два верхних	Ж	1500...3000	0,80...0,86	0,86...0,92

Тип и назначение двигателя	Число и расположение впускных клапанов	Тип системы охлаждения	Номинальная частота вращения вала n_H , мин ⁻¹	Коэффициент наполнения	
				η_{vH} при n_H	$\eta_{v\max}$ при n_M
б) двухтактные – судовые, стационарные, среднеоборотные, высокооборотные	Один верхний	Ж	250...750	0,85...0,90	–

Пояснения к табл. 2. 5:

- «Ж» и «В» означает соответственно жидкостное и воздушное охлаждение;
- в ДВС с впрыскиванием бензина η_v увеличивается на 5...10 % по сравнению с карбюраторными двигателями;
- для всех η_{vH} и $\eta_{v\max}$ их меньшие значения в каждом классе двигателей относятся к двигателям с более высокими n_H , а большие величины, наоборот, – к двигателям с меньшими n_H ;
- данные, приведенные в таблице, относятся к ДВС, оборудованным воздухоочистителями (исключение составляют судовые и стационарные двигатели);
- переход с жидкостного на воздушное охлаждение уменьшает η_v на 0,02...0,03;
- при $S/D < 1,0$ η_v увеличивается на 0,02...0,03;
- применение двух впускных клапанов повышает η_v на 0,04...0,06;
- при наддуве (отсутствует сопротивление воздухоочистителей) η_v повышается на 0,02...0,04, при продувке камеры сгорания – ещё на 0,02...0,03;
- n_H несколько больше n_M .

2. 5. Коэффициент остаточных газов. Температура рабочего тела в конце такта впуска

Отработавшие газы, оставшиеся в цилиндре двигателя по завершению процесса выпуска, называются остаточными. Отношение числа молей остаточных газов M_r к числу молей свежего заряда, поступившего в цилиндр в течение процесса впуска M_0 , называется коэффициентом остаточных газов γ . Таким образом

$$\gamma = \frac{M_r}{M_0}. \quad (2. 15)$$

Формула для вычисления коэффициента остаточных газов может быть выведена следующим образом. Используя уравнение состояния газов Менделеева

$$p \cdot V = RM \cdot T,$$

можно написать

$$M_r = \frac{p_r \cdot V_c}{R \cdot T_r}$$

и

$$M_0 = \frac{p_0 \cdot V_0}{R \cdot T_0} = \frac{\eta_v \cdot V_h \cdot p_0}{R \cdot T}.$$

После постановки полученных значений для числа молей в формулу коэффициента остаточных газов получим

$$\gamma = \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{V_c}{V_h} \cdot \frac{p_r T_0}{p_0 T_r};$$

отношение

$$\frac{V_c}{V_h} = \frac{V_c}{V_a - V_c} = \frac{1}{\varepsilon - 1}$$

и, следовательно,

$$\gamma = \frac{1}{\eta_v \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_r T_0}{p_0 T_r}. \quad (2.16)$$

Из формулы (2.16) видно, что уменьшение степени сжатия ε , коэффициента наполнения η_v , температуры T_r и увеличение давления остаточных газов p_r влечет за собой увеличения коэффициента остаточных газов. Кроме того, для двигателей с наддувом по мере увеличения давления наддува p_k коэффициент остаточных газов уменьшается.

На основании опытных данных в табл. 2.4 приведены численные значения коэффициентов остаточных газов для разных типов двигателей при их работе на номинальном режиме.

Табл. 2.4

Значение коэффициента остаточных газов

Тип двигателя	γ
Дизели четырехтактные	0,03...0,04
Бензиновые двигатели четырехтактные	0,05...0,09
Дизели двухтактные с продувочным компрессором	0,05...0,25
Двигатели двухтактные с кривошипно-камерной продувкой	0,30...0,40

Уменьшение мощности в двигателях с внешним смесеобразованием производится дросселированием смеси на входе в цилиндр двигателя. Вследствие этого уменьшается коэффициент наполнения. Следовательно, в двигателях такого типа при их работе на частичных нагрузках увеличивается коэффициент остаточных газов, причём тем значительнее, чем более задросселирован двигатель. Это загрязнение остаточными газами приводит в последующем к уменьшению скорости сгорания смеси.

Температура рабочего тела в конце такта впуска. Уравнение баланса теплоты для свежего заряда, смешанного с остаточными газами, с учётом подогрева заряда от горячих стенок как для четырёх- так и для двухтактных двигателей имеет вид

$$\Delta U_0 = \Delta U_r + \Delta Q_0,$$

где ΔU_0 – приращение внутренней энергии свежего заряда;

ΔU_r – изменение (убыль) внутренней энергии остаточных газов;

ΔQ_0 – теплота подогрева свежего заряда от горячих поверхностей впускной системы и цилиндра.

Согласно закону Джоуля уравнение баланса теплоты можно переписать следующим образом:

$$\mu C_{v0}(T_a - T_0)M_0 = \mu C_{vr}(T_r - T_a)M_r + \mu C_{v0} \cdot \Delta T \cdot M_0$$

где T_a – температура рабочего тела в конце такта впуска;

ΔT – повышение температуры свежего заряда в результате нагрева от горячих поверхностей.

Принимая

$$\mu C_{v0} \approx \mu C_{vr},$$

после деления на M_0 получаем

$$T_a - T_0 = \gamma \cdot T_r - \gamma \cdot T_a + \Delta T,$$

или

$$(1 + \gamma)T_a = T_0 + \gamma \cdot T_r + \Delta T,$$

откуда

$$T_a = \frac{T_0 + \gamma \cdot T_r + \Delta T}{1 + \gamma}. \quad (2.17)$$

Уравнение справедливо как для четырёх-, так и для двухтактных двигателей. При использовании (2.17) необходимо помнить, что T_0 – температура заряда перед органами впуска. И если двигатель имеет наддув, необходимо учитывать тот факт, что температура заряда при сжатии его в компрессоре повышается.

2. 6. Расчёт текущих давлений при впуске свежего заряда

Определение текущих давлений рабочего тела при впуске свежего заряда (расчёт индикаторной диаграммы процесса впуска) позволяет выявить характер изменения давления в зависимости от времени или угла поворота коленчатого вала двигателя, что, в свою очередь, позволяет уже на стадии проектирования двигателя установить:

- целесообразные значения фаз работы впускного клапана ($\alpha_{Вп}$, $\beta_{Вп}$);
- вычислить коэффициент наполнения η_v и температуру рабочего тела в момент закрытия впускного клапана T_{a1} .

При расчёте учитывается влияние частоты вращения, профиля кулачка распределительного вала, конструктивных параметров впускного клапана (в частности, его размеров) на характер протекания процесса.

Детализированный расчёт текущих давлений при впуске свежего заряда разработан профессором Н. М. Глаголевым (ХПИ, г. Харьков). В основу расчёта положено дифференциальное уравнение объёмного баланса. В общем виде оно записывается следующим образом:

$$dV = \partial_{ad}V + \partial_s V + \partial_v V + \partial_m V + \partial_q V, \quad (2. 18)$$

где dV – изменение геометрического объёма цилиндра за элементарный отрезок времени dt (определяется только кинематикой кривошипно-шатунного механизма); $\partial_s V$ – элементарный объём свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя за время dt ; $\partial_v V$ – элементарный объём вытекающего из цилиндра рабочего тела; $\partial_m V$ – изменение объёма, обусловленное количественными изменениями рабочего тела (например, изменением числа молей вследствие химических реакций), но не втеканием или вытеканием его из цилиндра; $\partial_q V$ – изменение объёма, обусловленное сообщением теплоты рабочему телу; $\partial_{ad}V$ – адиабатическое изменение объёма рабочего тела, содержащегося в цилиндре, включая поступивший свежий заряд объёма $\partial_s V$.

Применительно к определению текущих давлений при впуске заряда (2. 18) перепишем в упрощенном виде, исключив $\partial_v V$ и $\partial_m V$ (нет вытекания из цилиндра рабочего тела и не происходит количественных изменений, обусловленных причинами, не связанными с втеканием свежего заряда) и заменив $\partial_q V$ на $\partial_k V$. Получим

$$dV = \partial_{ad}V + \partial_s V + \partial_k V. \quad (2. 19)$$

По поводу частных изменений объёмов в (2. 19) необходимо отметить следующее: $\partial_k V$ обусловлено переходом кинетической энергии втекающего свежего заряда в тепловую и, вследствие этого, дополнительным подогревом рабочего тела в цилиндре; $\partial_s V$ определяется при давлении в цилиндре и температуре свежего заряда, которую он имеет после входа в цилиндр в непосред-

венной близости от входного отверстия (при этом полагается, что теплообмена и смешивания с рабочим телом, уже находящимся в цилиндре, не происходит). Таким образом, торможение втекающего в цилиндр свежего заряда не успевает отразиться на величине температуры заряда, при которой рассчитывается $\partial_S V$.

Полагается, что частные изменения объёмов $\partial_S V$ и $\partial_K V$ происходят при неизменном давлении в цилиндре. Это положение поясним с помощью схемы, представленной на рис. 2. 16.

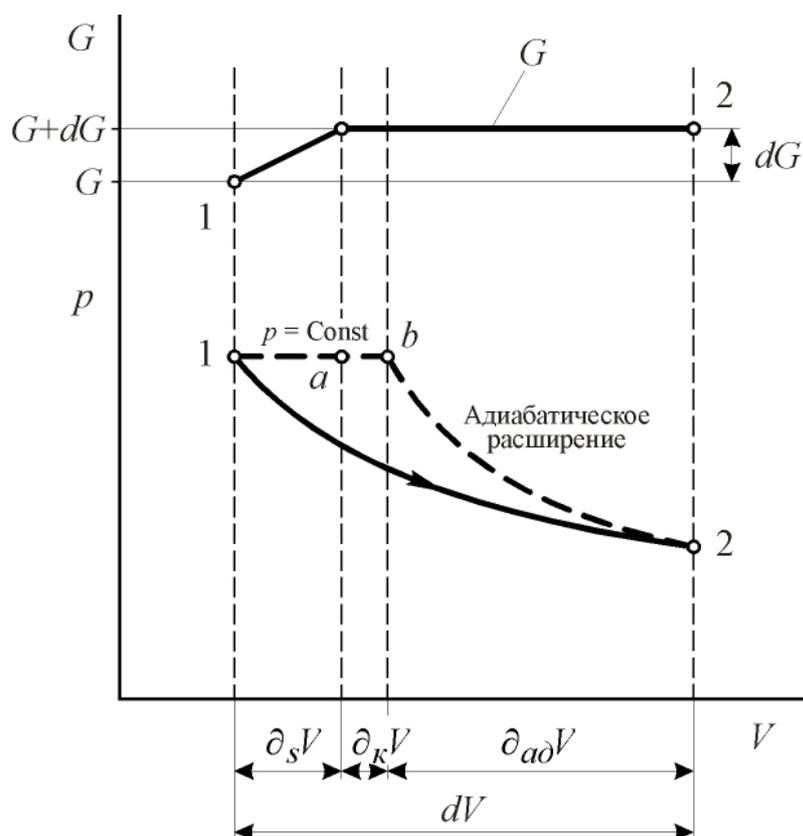


Рис. 2. 16. Схематизация процесса изменения давления рабочего тела в цилиндре двигателя при впуске свежего заряда

При элементарном перемещении поршня объём рабочего тела, находящегося в цилиндре, увеличивается на величину dV . Пусть характер изменения давления в реальном процессе при этом отображается кривой «1 – 2» (рис. 2. 16). Переход рабочего тела из состояния 1 в состояние 2 можно отобразить условными процессами: изобарными «1 – a», «a – b» и адиабатическим «b – 2». Причём первый – «1 – a» – соответствует элементарному приращению объёма на величину $\partial_S V$, соответствующему втеканию в цилиндр элементарной массы свежего заряда, а второй – «a – b» – элементарному приращению объёма на величину $\partial_K V$, соответствующую подогреву рабочего тела вследствие перехода кинетической энергии втекающего заряда в теплоту. После завершения двух названных процессов всё рабочее тело, находящееся в цилиндре, адиабатически расширяется до состояния, отмеченного точкой 2. Так как рассматривается достаточно малый отрезок времени dt , то рассмотренная замена реального процесса не искажает действительной картины протекания процесса впуска.

Таким образом, процедура расчёта давлений рабочего тела при впуске свежего заряда связана с необходимостью вычислений частных приращений объёмов $\partial_S V$, $\partial_K V$ и $\partial_{ad} V$. Рассмотрим методику их вычислений.

При элементарном перемещении поршня объём рабочего тела, находящегося в цилиндре, увеличивается на величину dV . Пусть характер изменения давления в реальном процессе при этом отображается кривой «1 – 2» (рис. 2. 16). Переход рабочего тела из состояния 1 в состояние 2 можно отобразить условными процессами: изобарными «1 – a», «a – b» и адиабатическим «b – 2». Причём первый – «1 – a» – соответствует элементарному приращению объёма на величину $\partial_S V$, соответствующему втеканию в цилиндр элементарной массы свежего заряда, а второй – «a – b» – элементарному

Определение $\partial_{ad}V$. Используем уравнение адиабатического процесса

$$p \cdot V^k = \text{Const}.$$

Продифференцируем это выражение:

$$k \cdot p \cdot V^{k-1} \cdot dV + V^k dp = 0.$$

На основании полученного для частного изменения объёма в адиабатическом процессе имеем

$$\partial_{ad}V = -\frac{V^k dp}{p \cdot k \cdot V^{k-1}} = -\frac{V}{p \cdot k} dp. \quad (2.20)$$

В соответствии с уравнением (2.19)

$$-\partial_{ad}V = \partial_s V + \partial_k V - dV.$$

Следовательно, на основании уравнения (2.20) имеем

$$\frac{V}{kp} dp = \partial_s V + \partial_k V - dV.$$

Полученное выражение даёт возможность для бесконечно малого приращения давления рабочего тела в процессе впуска записать

$$dp = \frac{kp}{V} \cdot (\partial_s V + \partial_k V - dV). \quad (2.21)$$

Определение $\partial_s V$. Как уже отмечалось, $\partial_s V$ характеризует частное приращение объёма рабочего тела при втекании свежего заряда в цилиндр. При известной величине элементарного проходного сечения клапанной щели это приращение объёма легко вычисляется:

$$\partial_s V = \mu_s \cdot f_s \cdot w_s \cdot dt, \quad (2.22)$$

где μ_s – коэффициент расхода, учитывающий сужение воздушного потока, потери на трение и т. д.;

f_s – площадь проходного сечения клапана;

w_s – скорость втекающего заряда в минимальном сечении.

Скорость течения заряда может быть вычислена на основании определения величины располагаемой энергии (адиабатической работы) втекающего рабочего тела. Применительно к 1 кг втекающего свежего заряда в цилиндр выражение для располагаемой работы может быть записано в виде уравнения

$$L_{ад} = R_{\Gamma} T_0 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (2.23)$$

где p_0, T_0 – параметры состояния свежего заряда на входе в цилиндр;

R_{Γ} – газовая постоянная для свежего заряда;

$$k = \frac{C_p}{C_v} -$$

отношение теплоёмкостей, в котором C_p – теплоёмкость рабочего тела при постоянном давлении, а C_v – при постоянном объёме;

p – давление рабочего тела в цилиндре.

Располагаемая работа преобразуется в кинетическую энергию втекающего в цилиндр заряда. Это даёт возможность записать (применительно к одному кг втекающего заряда)

$$\frac{w_s^2}{2} = R_\Gamma T_0 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (2.24)$$

Из этого выражения для скорости истечения имеем

$$w_s = \sqrt{2R_\Gamma T_0 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (2.25)$$

Теперь (2.22) перепишем в таком виде

$$\partial_s V = \mu_s \cdot f_s \cdot \sqrt{2R_\Gamma T_0 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \cdot dt. \quad (2.26)$$

Необходимо, однако, помнить, что определение частного приращения объёма по выражению (2.26) осуществляется в случаях, когда истечение носит подкритический характер, то есть, когда отношение давлений

$$\frac{p}{p_0} \geq \beta_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

В случае надкритического истечения, что может иметь место в быстроходных двигателях, вычисление скорости истечения следует производить по выражению

$$w_s = \sqrt{2R_\Gamma T_0 \frac{k}{k-1}}.$$

Тогда для $\partial_s V$ справедливо

$$\partial_s V = \mu_s \cdot f_s \cdot \sqrt{2R_\Gamma T_0 \frac{k}{k-1}} \cdot dt.$$

Определение $\partial_{\kappa}V$. Определение этой составляющей в уравнении объёмного баланса связано с необходимостью нахождения количества теплоты, сообщаемой находящемуся в цилиндре рабочему телу вследствие преобразования кинетической энергии втекающего заряда в теплоту. Применительно к элементарному отрезку времени обозначим это количество теплоты через $\partial_{\kappa}Q$. Для него справедливо

$$\partial_{\kappa}Q = \frac{w_s^2}{2} \cdot dG,$$

где dG – элементарное количество свежего заряда, втекающего в цилиндр за элементарный отрезок времени; $\frac{w_s^2}{2}$ – кинетическая энергия, которой обладает 1 кг втекающего заряда.

Учитывая, что массой dG обладает частный объём втекающего заряда ∂_sV , уравнение для элементарного количества сообщаемой рабочему телу теплоты может быть переписано в виде

$$\partial_{\kappa}Q = \frac{w_s^2}{2} \cdot \frac{p \cdot \partial_sV}{R_{\Gamma}T}, \quad (2. 27)$$

где T – температура поступившего свежего заряда после расширения в цилиндре до давления p . При адиабатическом процессе

$$T = T_0 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Кинетическая энергия втекающего заряда определяется выражением (2. 24). С учётом этого (2. 27) перепишем в виде

$$\begin{aligned} \partial_{\kappa}Q &= R_{\Gamma}T_0 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \frac{p \cdot \partial_sV}{R_{\Gamma}T} = \\ &= \frac{k \cdot p}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \partial_sV. \end{aligned} \quad (2. 28)$$

Так как это количество теплоты сообщается всему рабочему телу, находящемуся в цилиндре, то для $\partial_{\kappa}Q$ справедлива запись

$$\partial_{\kappa}Q = c_p \cdot G \cdot \partial T = c_p \cdot \frac{pV}{R_{\Gamma}T} \partial T.$$

Откуда следует, что

$$\partial T = \frac{\partial_{\kappa} Q \cdot R_{\Gamma} T}{C_p \cdot p \cdot V}.$$

Вследствие перехода кинетической энергии втекающего свежего заряда в тепловую объём заряда от V увеличивается до $V + \partial_{\kappa} V$. Соответственно температура заряда повышается от T до $T + \partial T$. А так как процесс полагается изобарным (см. рис. 2. 16), справедливо следующее соотношение:

$$\frac{V}{T} = \frac{V + \partial_{\kappa} V}{T + \partial T},$$

откуда следует, что $\partial_{\kappa} V = \frac{V}{T} \partial T$.

Таким образом, для частного приращения $\partial_{\kappa} V$ объёма рабочего тела в цилиндре имеем

$$\partial_{\kappa} V = \frac{V}{T} \partial T = \frac{V}{T} \cdot \frac{\partial_{\kappa} Q \cdot R_{\Gamma} T}{C_p \cdot p \cdot V} = \frac{\partial_{\kappa} Q \cdot R_{\Gamma}}{C_p \cdot p}. \quad (2. 29)$$

В полученное (2. 29) подставим $\partial_{\kappa} Q$ из (2. 28). Тогда

$$\partial_{\kappa} V = \frac{R_{\Gamma}}{C_p \cdot p} \cdot \frac{k \cdot p}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \partial_s V,$$

или, так как $R_{\Gamma} = C_v(k-1)$,

$$\partial_{\kappa} V = \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \partial_s V. \quad (2. 30)$$

Таким образом, для частных изменений объёмов имеем

$$\partial_s V + \partial_{\kappa} V = \partial_s V + \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \partial_s V. \quad (2. 31)$$

Из полученного (2. 31) с учётом (2. 26) следует

$$\begin{aligned} \partial_s V + \partial_{\kappa} V &= \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \partial_s V = \\ &= \mu_s f_s \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{2R_{\Gamma} T_0 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \cdot d. \end{aligned} \quad (2. 32)$$

Выполним следующее преобразование:

$$\left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{p_0}{p} \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.33)$$

Составляющую $\frac{kp}{V}(\partial_s V + \partial_k V)$ в (2.21) преобразуем с учётом (2.32) и (2.33). Учтём также связь текущего угла поворота коленчатого вала со временем $\alpha = bnt$ (отсюда $dt = \frac{d\alpha}{bn}$). Сказанное даёт основания записать:

$$\begin{aligned} \frac{pk}{V}(\partial_s V + \partial_k V) &= \frac{k}{6n} p_0 \underbrace{\sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R_\Gamma \cdot T_0}}_a \cdot \\ &\cdot \underbrace{\frac{\mu f}{V} \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}_{z_s} d\alpha, \quad (2.34) \end{aligned}$$

или

$$\frac{k}{V} p (\partial_s V + \partial_k V) = a \frac{\mu f}{V} z_s d\alpha, \quad (2.35)$$

где z_s зависит только от отношения давлений $\frac{p}{p_0}$, которое может рассматриваться как независимая переменная. Назовём эту функцию функцией истечения.

Определение изменения объёма dV , обусловленного элементарным перемещением поршня

$$dV = \frac{\pi D^2}{4} dS = \frac{\pi D^2}{4} c dt, \quad (2.36)$$

где $ds = c dt$;

$c = r\omega \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ – скорость перемещения поршня;

$r = \frac{S}{2}$ – радиус кривошипа (s – текущее перемещение поршня);

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$;

β – угол между осью шатуна и осью цилиндра.

Таким образом,

$$dV = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{S\pi \cdot n}{2 \cdot 6 \cdot 30 \cdot n} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} d\alpha = \frac{V_h \pi}{360} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} d\alpha.$$

Пользуясь полученным выражением для составляющей $\frac{kp}{V} dV$ из (2. 21)

запишем

$$\frac{kp}{V} dV = \underbrace{\frac{\pi \cdot kV_h}{360}}_b \cdot \underbrace{\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}}_{c_1} \cdot \frac{p}{V} d\alpha$$

или

$$\frac{kp}{V} dV = b \cdot c_1 \cdot \frac{p}{V} d\alpha. \quad (2. 37)$$

Уравнение (2. 21) запишем с учетом уравнений (2. 37) и (2. 35). Получим

$$\frac{dp}{d\alpha} = a \frac{\mu f}{V} z_s - bc_1 \frac{p}{V}. \quad (2. 38)$$

Дифференциальное уравнение (2.38) позволяет вычислить $\frac{dp}{d\alpha}$ для любого угла ПКВ в процессе впуска.

Анализ этого уравнения:

– μ является функцией подъема клапана и конструкции горловины клапана;

– f – текущее проходное сечение клапана, зависящее от диаметра, максимальной высоты подъема клапана, кинематики и профиля кулачка;

– a зависит от частоты вращения и параметров p_0, T_0 ;

– b зависит от рабочего объема цилиндра;

$$- z_s = \psi \left(\frac{p}{p_0}; k = \frac{C_p}{C_v} \right);$$

– c_1 определяется кинематикой кривошипно-шатунного механизма.

Дифференциальное уравнение (2. 38) определяет величину тангенса угла наклона γ касательной, проведенной к линии впуска в соответствующей точке. Его решают методом конечных разностей в приведенной ниже последовательности.

Задаются величиной давления рабочего тела p_1 ($p_1 \approx p_r$) в начальной точке 1, см. рис. 2. 17.

Исходя из заданной величины давления, рассчитывают по (2.38) $\left(\frac{dp}{d\alpha} \right)_1$ для первого небольшого участка, то есть, определяют величину тангенса угла наклона касательной в точке 1, а, следовательно и угол γ (см. рис 2. 17).

Определение коэффициента наполнения и температуры конца процесса впуска. Коэффициент наполнения, выраженный через число молей поступающего в цилиндр свежего заряда,

$$\eta_v = \frac{M_s}{M_h},$$

где M_s – число молей свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя; M_h – число молей, которое может поместиться в цилиндре в случае, когда параметры состояния заряда оставались бы неизменными и равными параметрам состояния перед органами впуска. Эта величина может быть определена с использованием уравнения состояния газа

$$M_h = \frac{p_0 V_h}{RT_0}.$$

Для определения величины M_s выразим элементарное приращение числа молей свежего заряда соотношением

$$dM_s = \frac{p \cdot \partial_s V}{RT}, \quad (2.40)$$

где T – температура заряда в клапанной щели. Полагая процесс адиабатическим, для неё можно записать

$$T = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} T_0.$$

Тогда уравнение (2.40) с учетом уравнения (2.22) можно записать в следующем виде:

$$\partial M_s = \frac{p \mu_s f_s w_s}{RT_0 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}} dt = \frac{p_0}{RT_0} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \mu_s f_s w_s \frac{d\alpha}{6n}.$$

После подстановки выражения для w_s согласно выражению (2.26) получим

$$dM_s = \underbrace{\frac{p_0 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R_\Gamma T_0}}{6 \cdot RT_0 n}}_e \mu_s f_s \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \underbrace{\sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}}}_{z_s} d\alpha,$$

или

$$dM_s = e \mu_s f_s z_s d\alpha. \quad (2.41)$$

Интегрированием уравнения (2. 41) определим количество поступившего в цилиндр свежего заряда

$$M_s = e \int_{\alpha_{\text{начало впуска}}}^{\alpha_{\text{конец впуска}}} \mu_s f_s z_s d\alpha .$$

Такими образом, коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{M_s}{M_h} = \frac{R \cdot e T_0}{p_0 V_h} \cdot \int_{\alpha_{\text{начало впуска}}}^{\alpha_{\text{конец впуска}}} \mu_s f_s z_s d\alpha . \quad (2. 42)$$

Интеграл в уравнении (2. 42) находится одним из приближённых методов.

Согласно уравнению состояния газов температура заряда в конце впуска

$$T_{a_1} = \frac{p_{a_1} V_{a_1}}{R M_{a_1}}, \quad (2. 43)$$

где $M_{a_1} = M_r + M_s$; M_r – число молей остаточных газов;

$$V_{a_1} = \frac{V_a}{\varepsilon} \psi(\alpha_{a_1});$$

$\psi(\alpha_{a_1})$ – значение кинематической функции изменения объёма цилиндра (см. (3. 13) в разделе 3. 2) в момент закрытия впускного клапана; $\alpha_{a_1} = 180 - \beta_{\text{вп}}$.

3. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Назначение процесса сжатия состоит в обеспечении возможно более широких температурных пределов, в которых осуществляется рабочий цикл, а также в обеспечении наиболее благоприятных условий для воспламенения и полного сгорания топлива или горючей смеси. Именно введение предварительного сжатия рабочего тела (особенно высокого P . Дизелем) обеспечило значительное повышение КПД ДВС на ранней стадии их развития.

В случае внешнего смесеобразования (карбюраторные двигатели и двигатели с впрыскиванием топлива во впускной трубопровод) в период сжатия происходит перемешивание свежего заряда, испарение топлива. Смесь становится более однородной, что облегчает образования пламени и способствует его быстрому распространению.

Для двигателей высокого сжатия (дизели) предварительное сжатие РТ имеет большое значение ещё и потому, что в конце этого процесса создаётся температура, обеспечивающая надёжное воспламенение подаваемого топлива без использования постороннего источника зажигания. Сжатие рабочего тела в дизелях имеет большое значение для обеспечения их надёжного пуска, особенно при низких температурах окружающей среды.

Исследование идеальных циклов устанавливает зависимость термического коэффициента полезного действия от степени сжатия. Эта зависимость для всех циклов описывается уравнением

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} C, \quad (3.1)$$

где $C = f(\lambda; \rho)$;

λ – степень повышения давления;

ρ – степень предварительного расширения.

Опытная проверка подтвердила приведенную зависимость.

Индикаторный КПД двигателя η_i изменяется в зависимости от степени сжатия по следующему закону:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n'-1}}, \quad (3.2)$$

где $\varepsilon = V_a/V_c$ – степень сжатия; n' – опытная константа, зависящая от типа двигателя и режима его работы, причём $n' < k = C_p/C_v$.

Эффективный же КПД η_e учитывает и механические потери. Есть предельное значение степени сжатия (рис. 3. 1), начиная с которого дальнейшее увеличение ε не приводит к повышению η_e .

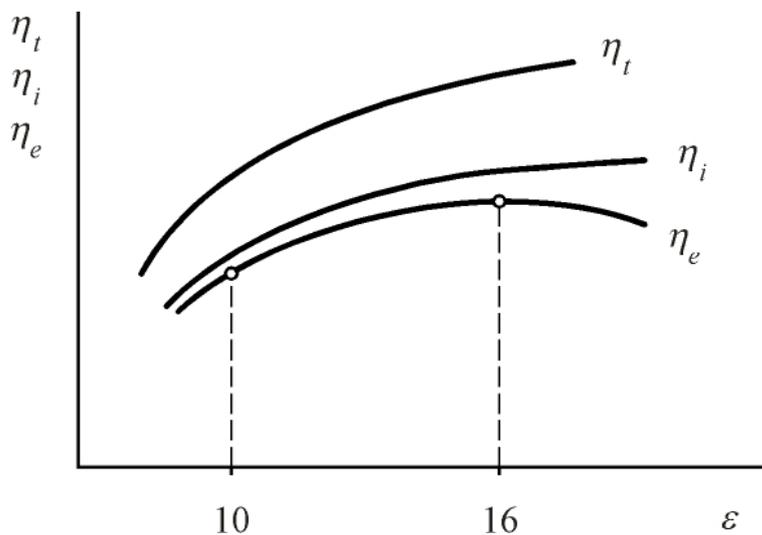


Рис. 3. 1. Зависимость термического, индикаторного и эффективного КПД от степени сжатия

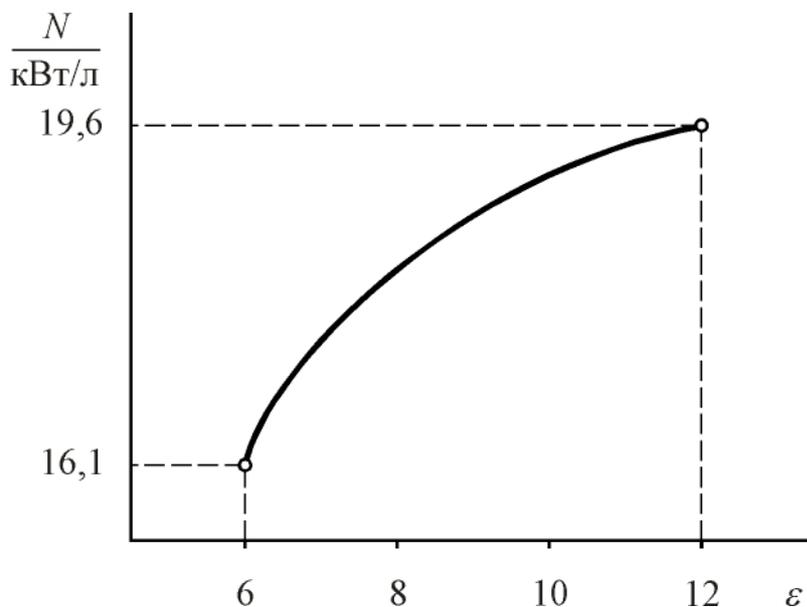


Рис. 3. 2. Зависимость литровой мощности двигателя от величины степени сжатия

осуществления механической работы. Это иллюстрируется данными, приведенными в табл. 3. 1.

Степень сжатия оказывает влияние на литровую мощность двигателя (рис. 3. 2).

В двигателях с внешним смесеобразованием низкие предельные значения ϵ обусловлены детонацией и преждевременной вспышкой. О детонации, или взрывном сгорании, не допустимом в двигателях, будет сказано в дальнейшем. Если удастся преодолеть детонацию при высоких степенях сжатия, то

В двигателях с внешним смесеобразованием стремятся к повышению ϵ до 13...15. Но этому препятствует детонация. При использовании высоких степеней сжатия применяют «супер-бензины», стойкие к детонации. В процессе сжатия повышаются температура и давление рабочего тела, благодаря чему в процессе последующего сгорания топлива температура РТ достигает высоких значений. С другой стороны, повышение степени сжатия означает автоматическое увеличение степени расширения. Таким образом, более высокая степень сжатия означает увеличение перепада температур в процессе расширения рабочего тела. И, как известно из второго закона термодинамики, это приводит к повышению КПД рабочего цикла, то есть, к повышению использования теплоты топлива в процессе

возникает новая трудность – преждевременная вспышка, возникающая в результате самовоспламенения смеси вследствие высокой её температуры в конце сжатия. Этому способствует также понижение температуры самовоспламенения при увеличении давления смеси в конце сжатия (см. табл. 3. 2).

Таблица 3. 1

Снижение удельного расхода топлива (в процентах) по сравнению с расходом топлива двигателем со степенью сжатия $\varepsilon = 6$

Нагрузка на двигатель	ε		
	7	8	9
Полная	3	7	10
50 %	17	22	25

Таблица 3. 2

Численные значения температур самовоспламенения (в градусах Цельсия) некоторых топлив

Род топлива	p , МПа		
	0,6	1,2	3,0
1	2	3	4
Керосин	320	250	205
Бензин	350	300	260
Бензол*	650	550	470

*Бензол сжигать в дизелях очень трудно

3. 1. Теплообмен при сжатии

Если бы в процессе сжатия отсутствовал теплообмен между газами и стенками цилиндра, то этот процесс можно было бы рассматривать как адиабатный.

В действительности в начале сжатия вследствие более высокой температуры поверхностей цилиндра, поршня и головки по сравнению с температурой свежего рабочего тела, имеет место подвод теплоты от горячих поверхностей названных элементов к рабочему телу.

По мере перемещения поршня к ВМТ интенсивность подвода теплоты от нагретых стенок ЦПГ к РТ падает. В какой-то момент процесса устанавливается тепловое равновесие: подвод теплоты к РТ оказывается равным отводу те-

плоты от РТ в стенки. Этот момент называется моментом квазиadiaбатического равновесия.

При дальнейшем перемещении поршня к ВМТ температура рабочего тела становится выше средней температуры стенок (T_w). Тепловой поток меняет направление. Происходит отдача теплоты в стенки. Вследствие большого перепада температур во второй половине процесса сжатия, особенно в дизелях, теплоотдача в стенки преобладает над процессом подвода теплоты.

Названное обстоятельство приводит к тому, что в начальной фазе процесса сжатия, если процесс сжатия расчленить на множество небольших участков (и в пределах каждого из участков процесс полагать политропическим), показатель процесса (имеется в виду показатель политропы сжатия) существенно превысит численное значение $k = C_p/C_v$, а затем, в завершающей фазе сжатия, становится значительно меньше его.

Это можно проиллюстрировать рис. 3. 3.

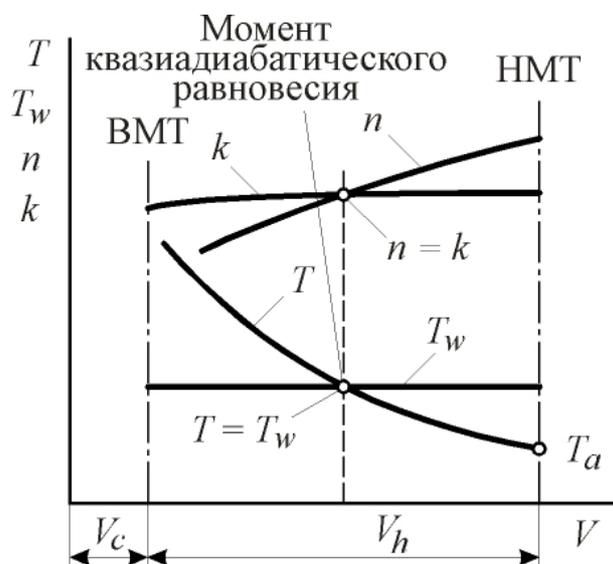


Рис. 3. 3. Схема изменения показателей, характеризующих процесс при сжатии РТ



Рис. 3. 4. Тепловая диаграмма процесса сжатия

Наглядное представление о «движении» теплоты при сжатии даёт энтропийная (тепловая) диаграмма процесса (рис. 3. 4).

Упрощая явление и считая, что количество теплоты, отдаваемой в стенки на протяжении всего хода сжатия, составляет одну и ту же часть от приращения внутренней энергии рабочего тела, можно процесс сжатия в двигателях рассматривать как политропический процесс. Это довольно хорошо согласуется с опытными данными.

3. 2. Моделирование параметров состояния рабочего тела в процессе сжатия

На основании сказанного в разделе 3. 1 основное уравнение политропического процесса сжатия рабочего тела можно записать в виде

$$pV^{n_1} = \text{Const}, \quad (3. 3)$$

где n_1 – показатель политропы сжатия.

Используя это уравнение, можно рассчитать изменение давления и температуры рабочего тела в процессе сжатия по формулам

$$p_x = p_a \cdot (V_a/V)^{n_1}; \quad (3. 4)$$

$$T_x = T_a \cdot (V_a/V)^{n_1-1}, \quad (3. 5)$$

где p_x и T_x – искомые давление и температура рабочего тела в любой момент процесса сжатия;

V – объём рабочего тела в момент времени, для которого определяются p и T .

В частности, для конца процесса сжатия (ВМТ) – рис. 3. 5 – при отсутствии воспламенения топлива

$$p_c = p_a \cdot (V_a/V_c)^{n_1} = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad (3. 6)$$

$$T_c = T_a \cdot (V_a/V_c)^{n_1-1} = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}, \quad (3. 7)$$

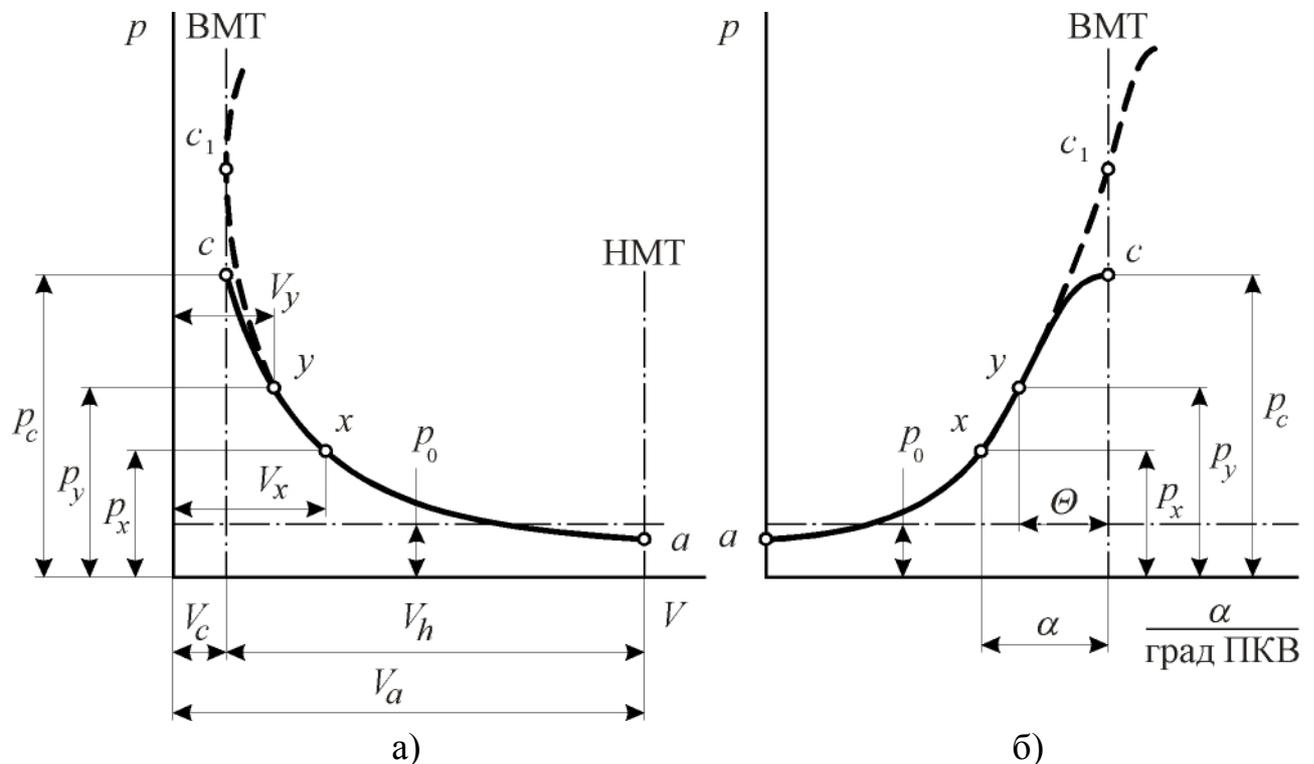


Рис. 3. 5. Схема индикаторной диаграммы процесса сжатия в различных системах координат: а) – « $p - V$ » - диаграмма; б) – « $p - \alpha$ »- диаграмма

Для вычисления параметров рабочего тела в момент воспламенения топлива (точка y на рис. 3. 5) можно воспользоваться формулами (3. 4) и (3. 5). В этих формулах время отсутствует.

Формулу для расчета объёма рабочего тела $V = f(\alpha)$ по заданному углу поворота коленчатого вала α получим следующим образом:

$$V = V_c + \frac{\pi D^2}{4} s, \quad (3. 8)$$

где D – диаметр цилиндра;

s – величина перемещения поршня от ВМТ, определяемая для нормального кривошипно-шатунного механизма по уравнению

$$s = r \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] = r \sigma, \quad (3. 9)$$

где r – радиус кривошипа;

$\lambda = r/L_{Ш} = (1/4,5) \dots (1/3,2)$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $L_{Ш}$;

σ – сокращённое обозначение функции перемещения поршня (в формуле (3. 9) – выражение в квадратных скобках), назовём эту функцию кинематической функцией хода поршня.

Обозначая полный ход поршня через S , и замечая, что $r = S/2$, можно формулу (3. 8) переписать так:

$$V = V_c + \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{S}{2} \sigma = V_c + \frac{V_h}{2} \sigma. \quad (3. 10)$$

Учитывая, что $V_c = V_a/\varepsilon$ и $V_h = V_a - V_c = V_c(\varepsilon - 1)$, перепишем формулу (3. 10) в следующем виде:

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma \right), \quad (3. 11)$$

или

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \cdot \psi(\alpha), \quad (3. 12)$$

где

$$\psi(\alpha) = \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma \right) - \quad (3. 13)$$

кинематическая функция изменения объёма цилиндра.

Сказанное позволяет предложить математическую модель процесса сжатия

$$\left. \begin{aligned}
 p_x &= p_a \left[\frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha_x)} \right]^{n_1}; \\
 T_x &= T_a \left[\frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha_x)} \right]^{n_1-1}; \\
 \psi(\alpha_x) &= 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma_x; \\
 \sigma_x &= r \left[1 + \frac{1}{\lambda} \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right].
 \end{aligned} \right\} (3.14)$$

Начальными условиями при решении системы выбираются параметры состояния РТ в точке a индикаторной диаграммы (конец впуска). Другими словами, для $t = 0$ $p = p_a$, $T = T_a$, $\alpha_0 = 180$ град ПКВ. При известной частоте вращения вала текущее время определяется по выражению $t = \alpha/6n$.

На основании опытных данных для дизелей и двигателей с внешним смесеобразованием при работе на номинальном режиме оценивается численное значение показателя политропического процесса сжатия. Величина n_1 находится в пределах 1,32...1,38. Наибольшее влияние на величину n_1 оказывает частота вращения вала двигателя. Чем она выше, тем выше n_1 , так как меньше сказывается охлаждающее действие стенок, и процесс приближается к адиабатическому. Профессор Петров применительно к автомобильным двигателям для определения n_1 предложил эмпирическую формулу

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n},$$

где n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

Примерные величины параметров рабочего тела в конце процесса сжатия, а также углов опережения воспламенения при работе двигателей различного типа на номинальном режиме приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Численные значения параметров рабочего тела в конце процесса сжатия

Параметр	Тип двигателя	
	С внешним смесеобразованием	Дизели (без наддува)
p_y , МПа	0,6...1,2	2,5...3,5
p_c , МПа	0,8...1,5	3,0...4,0
t_y , °С	300...400	500...600
t_c , °С	350...450	550...650
θ , град ПКВ до ВМТ	20...30	2,5...10,0

4. ХИМИЧЕСКИЕ РЕАКЦИИ И ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ

В процессе сгорания скрытая химическая энергия топлива превращается в тепловую энергию рабочего тела.

Основные требования к процессу сгорания могут быть сформулированы тремя положениями:

- наиболее полное сгорание топлива;
- наилучшее использование кислорода воздуха;
- оптимальное протекание сгорания во времени.

Эти требования вызываются стремлением получить высокий КПД (малый удельный расход топлива) и большую удельную мощность двигателя.

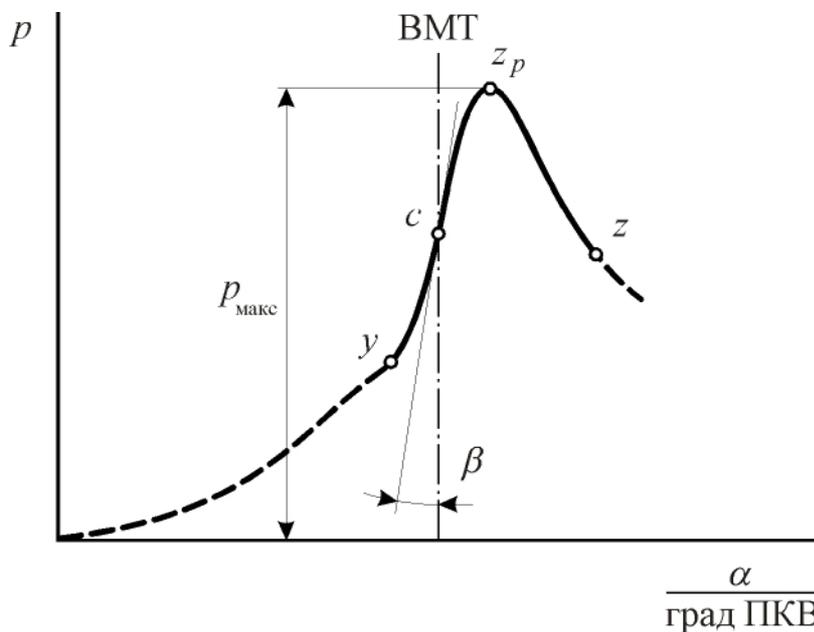


Рис. 4. 1. Индикаторная « $p - \alpha$ »-диаграмма двигателя:

« $y - z_p - z$ » – диаграмма процесса сгорания

Кроме этого, последнее требование вызвано ещё и тем, что протекание сгорания во времени, влияя на максимальное давление и быстроту нарастания давления газов в цилиндре двигателя (рис. 4. 1), определяет также максимальную величину и степень динамичности механической нагрузки деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя.

Осуществляемый в двигателе характер протекания процесса сгорания во

времени должен обеспечить наименьшие величину и степень динамичности механической нагрузки на детали от действия газов при высоком КПД.

Максимальная быстрота нарастания давления газов, МПа/град ПКВ

$$w_{p_{\max}} = \left(\frac{dp}{d\alpha} \right)_{\max} = \mu \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где

$$\mu = \mu_p / \mu_\alpha -$$

масштабный коэффициент (μ_p и μ_α – масштабы по осям ординат и абсцисс соответственно).

4. 1. Количество воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания одного кг топлива

Жидкие топлива, применяемые в двигателях, в подавляющем большинстве случаев являются продуктами переработки нефти. Эти топлива состоят из смеси различных углеводородов. Главными компонентами любого топлива являются углерод и водород. Содержание углерода C , водорода H и свободного кислорода O (в очень небольшом количестве), выраженные в процентах по массе, или в массовых долях, определяют элементарный химический состав (ЭХС) топлива.

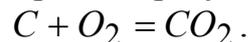
Средний ЭХС топлив по массе, принимаемый в тепловых расчётах двигателей, работающих на жидких топливах нефтяного происхождения

Массовая доля компонента \ Вид топлива	Дизельное	Бензин
C	0,86	0,855
H	0,13	0,145
O	0,01	–

Углерод и водород топлива для полного сгорания требуют вполне определённого количества кислорода, а, значит, и воздуха. Для расчёта рассмотрим соответствующие химические реакции. Причём в начале расчёт произведём в массовых единицах (кг), а затем – в объёмных (кг-моль).

Расчёт в массовых единицах (кг).

В результате сгорания углерода образуется углекислый газ:



Атомная масса углерода равна 12. Молекулярная масса кислорода – 32. Поэтому реакцию окисления углерода в двуокись углерода в массовых единицах можно записать таким образом:



Тогда для одного кг углерода имеем

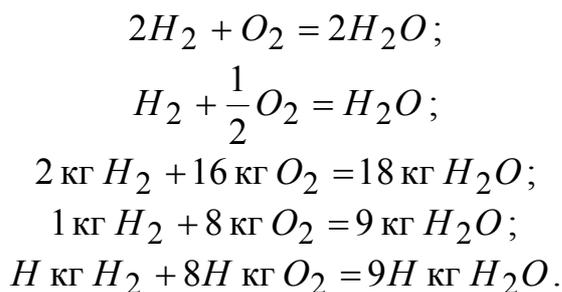
$$1 \text{ кг } C + \frac{8}{3} \text{ кг } O_2 = \frac{11}{3} \text{ кг } CO_2,$$

а для C кг углерода, содержащихся в кг сжигаемого топлива, получим

$$C \text{ кг } C + \frac{8}{3} \cdot C \text{ кг } O_2 = \frac{11}{3} \cdot C \text{ кг } CO_2.$$

Таким образом, для полного сгорания C кг углерода топлива требуется $\frac{8}{3} \cdot C$ кг кислорода. При этом получается $\frac{11}{3} \cdot C$ кг углекислого газа.

Рассуждая аналогично, для реакции окисления водорода можно записать:



Таким образом, для полного сгорания H кг водорода топлива требуется $8H$ кг кислорода, при этом получается $9H$ кг воды.

Из рассмотренного следует, что теоретически необходимое количество кислорода для полного сгорания одного кг топлива определяется формулой

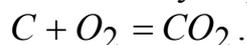
$$O_2' = \frac{8}{3}C + 8H - O, \text{ кг кислорода / кг топлива.}$$

Учитывая, что в воздухе содержится по массе 23,2 % кислорода, теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива определится соотношением

$$L_0' = \frac{O_2'}{0,232} = \frac{\frac{8}{3}C + 8H - O}{0,232}, \text{ кг кислорода / кг топлива.} \quad (4. 1)$$

Расчет в объёмных единицах (кг-моль).

Вновь запишем реакцию окисления углерода



Так как один кг-моль кислорода равен 32 кг, то на основании приведенной записи имеем:

$$12 \text{ кг } C + 1 \text{ кг - моль } O_2 = 1 \text{ кг - моль } CO_2,$$

откуда

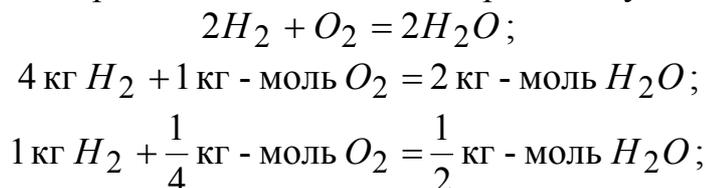
$$1 \text{ кг } C + \frac{1}{12} \text{ кг - моль } O_2 = \frac{1}{12} \text{ кг - моль } CO_2.$$

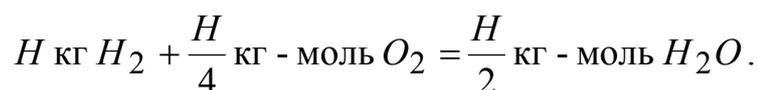
Для C кг углерода, содержащихся в кг топлива, получаем:

$$C \text{ кг } C + \frac{1}{12} \cdot C \text{ кг - моль } O_2 = \frac{1}{12} \cdot C \text{ кг - моль } CO_2.$$

Таким образом, для полного сгорания C кг углерода топлива требуется $C/12$ кг-моль кислорода. При этом получается $C/12$ кг-моль углекислого газа.

Аналогично для реакции окисления водорода получаем:





Таким образом, для полного сгорания H кг водорода, содержащегося в топливе, требуется $H/4$ кг-моль кислорода. При этом образуется $H/2$ кг-моль воды, то есть, происходит увеличение объема продуктов сгорания на $H/4$ кг-моль.

Теоретически необходимое количество кислорода для полного сгорания кг топлива определяется формулой

$$O_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}, \text{ кг-моль кислорода / кг топлива.}$$

Учитывая, что в воздухе по объёму содержится 21 % кислорода, теоретически необходимое количество кг-моль воздуха для полного сгорания кг топлива определяется соотношением

$$L_0 = \frac{O_2}{0,21} = \frac{\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}}{0,21}, \text{ кг-моль воздуха / кг топлива.} \quad (4. 2)$$

4. 2. Коэффициент избытка воздуха

В реальных условиях в двигателях на один кг топлива может приходиться количество воздуха, отличающееся от теоретически необходимого как в большую, так и в меньшую сторону.

Для количественной оценки соотношения «топливо – воздух», то есть, качественного состава смеси, введено понятие *коэффициента избытка воздуха*, представляющего собой отношение действительного количества воздуха, содержащегося в горючей смеси, к количеству воздуха, теоретически необходимому для сжигания содержащегося в ней топлива. Обозначая действительное количество воздуха, расходуемого на сжигание одного кг топлива, через L' (кг), или L (кг-моль), и коэффициент избытка воздуха символом α , получаем:

$$\alpha = \frac{L'}{L_0} = \frac{L}{L_0}. \quad (4. 3)$$

По концентрации топлива в горючей смеси различают бедную, богатую и стехиометрическую смеси. Если $L' > L_0'$ (соответственно $L > L_0$), то $\alpha > 1$, и топливоздушная смесь называется бедной; если $L' < L_0'$ (соответственно $L < L_0$), то $\alpha < 1$, и смесь называется богатой; если $L' = L_0'$ (соответственно $L = L_0$), то $\alpha = 1$, и смесь называют стехиометрической.

Из соотношений (4. 3) следует:

$$L' = \alpha \cdot L_0', \text{ кг воздуха / кг топлива}; \quad (4. 4)$$

$$L = \alpha \cdot L_0, \text{ кг-моль воздуха / кг топлива}. \quad (4. 5)$$

Среднее и истинное значения коэффициента избытка воздуха. Горючая смесь состоит из горючего вещества (топлива) и вещества-окислителя. Если горючее и окислитель находятся в одинаковом физическом состоянии (например, в парообразном или газообразном), то эта смесь является физически однородной. Такую горючую смесь называют **гомогенной**.

Тщательно перемешанное парообразное или газообразное горючее с газообразным окислителем назовем химически однородной горючей смесью. Как правило, горючие смеси в цилиндрах двигателей с внешним смесеобразованием и газовых двигателях представляют собой химически однородные газовые смеси. Для любого участка химически однородной горючей смеси коэффициент избытка воздуха имеет одно и то же значение. Чтобы определить величину коэффициента избытка воздуха, достаточно замерить расходы топлива и воздуха, поступающих в данный цилиндр в течение какого-либо времени, или произвести анализ отработавших в данном цилиндре газов.

В двигателях с внешним смесеобразованием и газовых многоцилиндровых двигателях процесс смешивания топлива с воздухом происходит вне цилиндров двигателя. При этом, учитывая сложные обстоятельства, сопровождающие процесс смесеобразования (жидкие плёнки на стенках впускного коллектора, различные температурные и аэродинамические условия и др.), в цилиндрах хотя и образуются химически однородные горючие смеси, однако, их состав по цилиндрам получается неодинаковым. Коэффициент избытка воздуха, определенный по расходу воздуха и топлива, поступающих в двигатель, назовём средним коэффициентом избытка воздуха, а коэффициент избытка воздуха, определённый в отдельности для каждого цилиндра, – истинным коэффициентом избытка воздуха в данном цилиндре (рис. 4. 2).

В дизелях горючая смесь не только химически, но и физически неоднородна, так как топливо впрыскивается в цилиндр в жидком виде. Такая горючая смесь называется **гетерогенной**. Следует различать среднее значение коэффициента избытка воздуха α по двигателю в целом и по отдельным цилиндрам, а также истинные значения α в отдельных малых участках камеры сгорания, которые могут быть названы местными, или локальными. Кроме того, следует учесть изменение местного α во времени. В этом случае говорят о текущем значении коэффициента избытка воздуха.

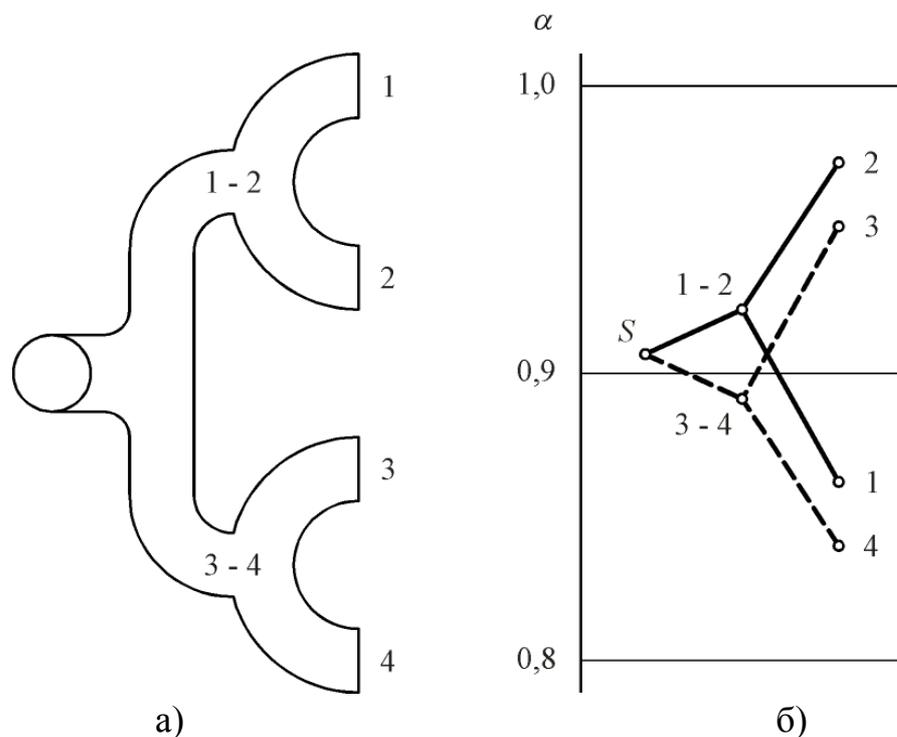


Рис. 4. 2. Схема впускного патрубка двигателя с внешним смесеобразованием и состав смеси в различных сечениях патрубка:

- а) – схема патрубка с указанными на ней различными сечениями;
 - б) – истинные значения α по сечениям патрубка и по цилиндрам;
- символом S обозначен средний (по двигателю в целом) состав смеси

Влияние состава смеси на полноту сгорания топлива в двигателях с внешним смесеобразованием. Бедные смеси и смеси стехиометрического состава теоретически должны сгорать полностью. Этого нельзя сказать о богатых смесях. Недостаток воздуха в богатых смесях влечёт за собой неполное сгорание, что приводит к недоиспользованию теплотворности топлива. Поэтому работа на богатых смесях увеличивает удельный расход топлива, приводит к снижению экономичности двигателя, а работа на очень богатых смесях обуславливает значительное уменьшение мощности. При малых α вследствие недостатка окислителя (воздуха) часть углерода топлива сгорает в оксид углерода, а часть водорода не взаимодействует с кислородом. И это проявляется тем сильнее, чем ниже α . Изменение количественного состава основных компонентов продуктов сгорания горючих смесей, характеризуемых различными значениями коэффициента избытка воздуха, иллюстрируются диаграммой, приведённой на рис. 4. 3. Ось ординат соответствует количественному (в % по объёму от сухих – без паров воды – продуктов сгорания) содержанию основных компонентов продуктов сгорания (CO , CO_2 , H_2 , O_2) в отработавших газах. Из диаграммы видно, что с уменьшением α в отработавших газах увеличивается содержание продуктов неполного сгорания: оксида углерода CO и водорода H_2 .

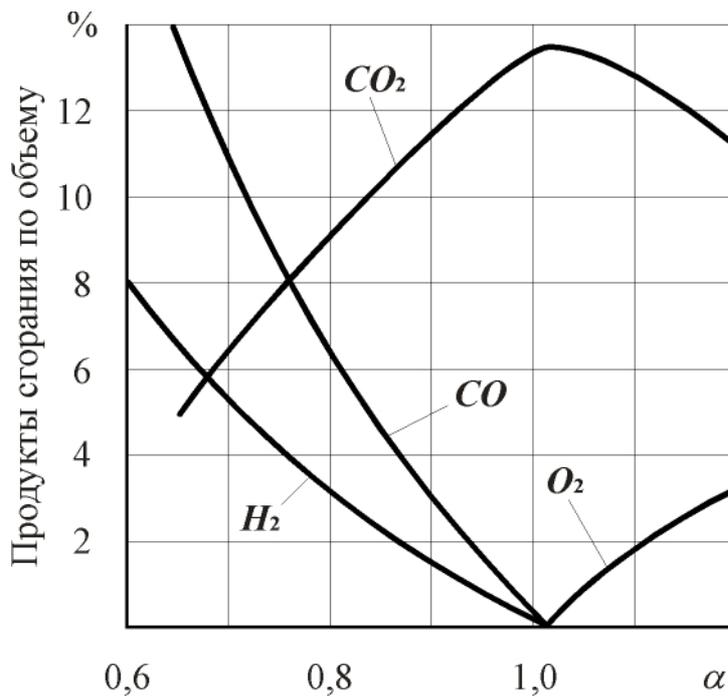
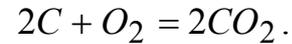
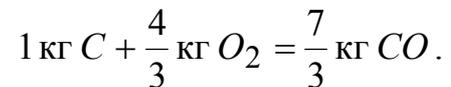


Рис. 4. 3. Типичная диаграмма состава сухих продуктов сгорания в двигателях с внешним смесеобразованием

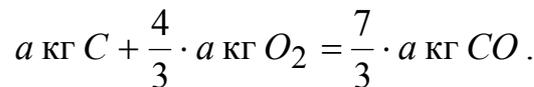
Определим величину потери части теплотворности топлива вследствие неполноты сгорания. Химическая формула реакции неполного сгорания углерода C в оксид углерода CO :



Учитывая атомную массу углерода (равную 12) и молекулярную массу кислорода (равную 32) на основании приведенной записи имеем:



Обозначим массу углерода топлива, сгорающего в CO , через a . Тогда на основании предыдущего можно записать



Примем, что неполнота сгорания топлива в двигателях с внешним смесеобразованием характеризуется только сгоранием части углерода в CO . Тогда действительное количество кислорода, расходуемого на окисление компонентов топлива, определится из соотношения

$$O_2' = \frac{8}{3}(C - a) + \frac{4}{3} \cdot a + 8H - O = \frac{8}{3}C + 8H - O - \frac{4}{3}a, \quad (4.6)$$

где $(C - a)$ — доля углерода топлива, сгоревшего в CO_2 .

С другой стороны, действительное количество кислорода

$$O_2' = 0,232 \cdot L',$$

или через коэффициент избытка воздуха

$$O_2' = 0,232 \cdot \alpha \cdot L_0'. \quad (4.7)$$

После приравнивания выражений (4.6) и (4.7) с учётом (4.1) имеем:

$$0,232 \cdot L_0' - \frac{4}{3} \cdot a = 0,232 \cdot \alpha \cdot L_0',$$

откуда

$$a = \frac{3}{4} \cdot 0,232(1 - \alpha) \cdot L_0' = 0,174(1 - \alpha) \cdot L_0'. \quad (4.8)$$

При сгорании кг углерода в диоксид углерода выделяется 34,08 МДж теплоты, а при сгорании кг углерода в оксид теплоты выделяется лишь 10,34 МДж. Таким образом, потеря теплотворности при неполном сгорании одного кг углерода составляет $34,08 - 10,34 = 23,74$ МДж. При сгорании a кг углерода в CO потеря теплотворности ΔH_u составит, МДж

$$\Delta H_u = 23,74 \cdot a.$$

После подстановки в полученное для ΔH_u выражение значения a согласно уравнению (4. 8) имеем:

$$\Delta H_u = 23,74 \cdot 0,174(1 - \alpha)L'_0 = 4,13(1 - \alpha)L'_0, \text{ МДж / кг топлива. (4. 9)}$$

Проверка на двигателях с внешним смесеобразованием подтвердила удовлетворительное соответствие уравнения (4. 8) экспериментальным данным. Отсюда можно сделать заключение о том, что упрощения, лежащие в основе подхода к выводу уравнения (4. 9), оправданны.

Использование кислорода воздуха при сгорании топлива в дизелях

В дизелях неполное сгорание топлива наблюдается даже в том случае, когда имеется избыток воздуха по сравнению с теоретически необходимым его количеством для полного окисления основных компонентов топлива. Это объясняется трудностью организации равномерного смешивания топлива с воздухом. Поэтому, хотя в камере сгорания имеется избыток воздуха, во многих местных зонах топливо не находит необходимого для полного сгорания кислорода.

Своеобразие сгорания топлива в дизелях заключается ещё и в том, что при местном недостатке воздуха углерод топлива почти не сгорает в оксид углерода, а образует сажу. Это можно объяснить следующим. На поздних стадиях процесса смесеобразования и сгорания температура и давление рабочего тела повышаются. Вследствие неравномерного распределения топлива по объёму воздуха во многих местных зонах камеры сгорания топливо сгорает лишь частично, концентрация продуктов сгорания увеличивается, а кислорода, наоборот, уменьшается. Эти обстоятельства создают благоприятные условия для расщепления молекул топлива, то есть, для процесса крекинга. Крекинг-процесс является мономолекулярной реакцией, при которой распад молекулы происходит вследствие внутреннего молекулярного движения.

Сущность крекинг-процесса заключается в расщеплении при высоком нагреве без доступа воздуха тяжёлых высококипящих углеводородов с образованием более лёгких низкокипящих углеводородов, газообразного водорода и небольшого количества кокса. Опытами установлено, что при давлении 5,0...7,0 МПа с повышением температуры свыше 650...750 °С образование кок-

са увеличивается. Следовательно, в дизеле в течение процессов смесеобразования и сгорания могут создаваться благоприятные условия для крекинг-процесса с образованием сажевых частиц.

Сажа образуется в две стадии:

1. Образование осколков молекул;
2. Осколки молекул объединяются, и образуется сажа.

Размер первоначально образующихся сажевых частиц составляет $0,01 \dots 0,10$ мкм. Температура воспламенения сажи – 900 °С. Частицы сажи раскаляются и излучают энергию, что сопровождается свечением.

Если при неизменном количестве воздуха, поступившего в цилиндр работающего дизеля, увеличивать количество впрыснутого топлива, то полнота сгорания прогрессивно ухудшается. Объективно это ухудшение можно наблюдать по увеличению дымности отработавших газов. Степень дымности оценивают количеством сажи, содержащейся в единице объёма отработавших газов. Обычно дымность выражают в г/м^3 . Степень дымности R отработавших газов (рис. 4. 4) зависит от коэффициента избытка воздуха α .

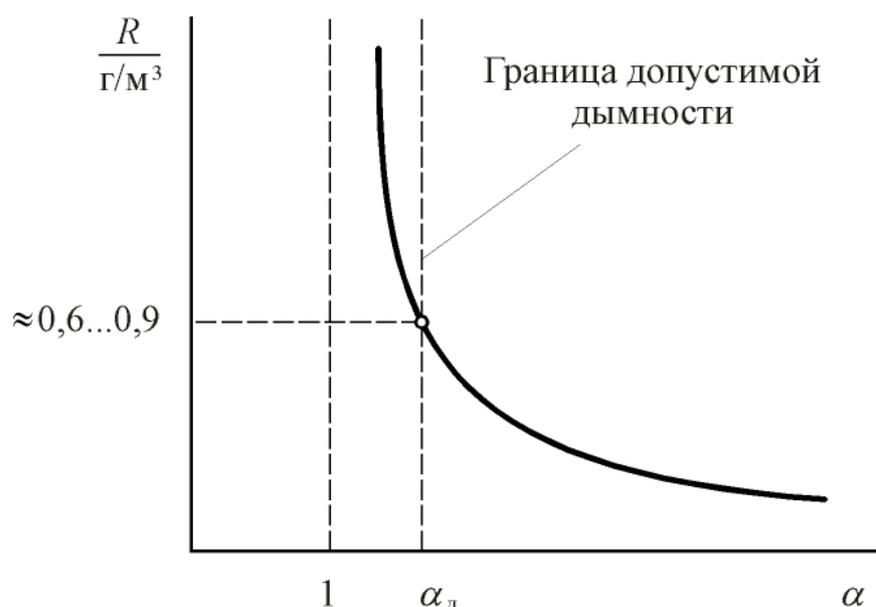


Рис. 4. 4. Степень дымности R отработавших газов дизеля в зависимости от коэффициента избытка воздуха α

При замере дымности фотоэлектрическим дымомером степень дымности выражают в процентах от полной непрозрачности столба газа в трубе дымомера определённой длины. Измерение производят фотоэлементом. При определении степени задымления принимают линейную зависимость между освещённостью и фототоком. Найденная таким методом степень

задымления может меняться от нуля (чистого воздуха) до 100 % (при полной непрозрачности столба выпускных газов).

Существует наибольшая допустимая степень дымности отработавших газов, выше которой работа дизеля становится неэкономичной и ненадёжной. Сажа является продуктом неполного сгорания топлива. Поэтому увеличение

содержания сажи в отработавших газах связано с повышением удельного расхода топлива.

Кроме того, сажа, попадая в зазоры между кольцами и поршневыми канавками и смешиваясь с маслом, приводит к нагарообразованию с последующим пригоранием колец. Пригоранию способствует высокая (выше 200°C) температура верхней кольцевой канавки. В особо неблагоприятных условиях находится верхнее поршневое кольцо, которое пригорает в первую очередь. Пригорание колец влечёт за собой нарушение герметичности полости цилиндра. В результате этого нормальное протекание рабочего цикла становится невозможным. В конечном итоге мощность дизеля уменьшается, а удельный расход топлива ещё более увеличивается. При неблагоприятных условиях пригорание поршневых колец может привести к задирам поршня и зеркала цилиндра, а иногда и к тяжёлым авариям: заклиниванию поршня с обрывом шатуна, прободению (пробоем шатуном) картера или головки блока цилиндров, прогибу и поломке коленчатого вала.

Для быстроходных дизелей наибольшую допустимую степень дымности отработавших газов $R_{\text{д}}$ можно принять равной (для новых дизелей) примерно $0,6 \text{ г/м}^3$, или 85 % по фотодымомеру и 50 % по фильтродымомеру. Для дизелей, проработавших более 6 месяцев в эксплуатации или после капитального ремонта, $R_{\text{д}}$ может быть принятой равной $0,9 \text{ г/м}^3$, или 90 и 60 % по фото- и фильтродымомеру соответственно.

Коэффициент избытка воздуха, соответствующий наибольшей допустимой дымности отработавших газов, называется наименьшим допустимым по степени дымности отработавших газов коэффициентом избытка воздуха. Обозначим его через $\alpha_{\text{д}}$. Величина, обратная $\alpha_{\text{д}}$, называется коэффициентом использования воздуха ($\omega_{\text{д}} = 1/\alpha_{\text{д}}$). В современных дизелях $\alpha_{\text{д}}$ значительно больше единицы. В зависимости от способа смесеобразования (типа камеры сгорания) его значение колеблется в пределах $1,2 \dots 1,8$ ($\omega_{\text{д}}$ имеет значения соответственно от 85 до 55 %). Чем меньше $\alpha_{\text{д}}$, тем больше кислорода воздуха в цилиндре дизеля используется в процессе сгорания, то есть, большее количество топлива может быть сожжено и, следовательно, большую мощность сможет развить двигатель. Таким образом, $\alpha_{\text{д}}$ – один из важнейших параметров, характеризующих работу дизеля.

Из сказанного следует, что по сравнению с двигателями с внешним смесеобразованием, работающими при значениях коэффициента использования воздуха, близкими к единице ($\alpha \approx 1$), в дизелях хуже используется рабочий объём цилиндра и, следовательно, удельные мощности оказываются меньшими.

Величина $\alpha_{\text{д}}$ определяется качественным уровнем организации процессов смесеобразования и сгорания в камерах сгорания дизелей. Уменьшение $\alpha_{\text{д}}$ в

дизелях достигается, главным образом, организацией движения (завихриванием) воздуха в камере сгорания.

4. 3. Продукты сгорания

Обычно расчёт газообразных продуктов сгорания производится в кг-молях на кг сжигаемого топлива. Принимается, что во всех приведенных ниже случаях сажа не образуется.

Общее количество продуктов сгорания, приходящихся на один кг сжигаемого топлива, зависит от коэффициента избытка воздуха и типа двигателя (дизель или двигатель с внешним смесеобразованием).

Двигатели с внешним смесеобразованием (случай, когда $\alpha = 1$).

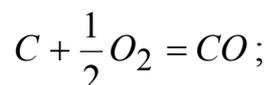
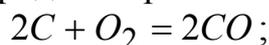
Количество продуктов сгорания определяется соотношением

$$M_{\alpha=1} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot L_0, \text{ кг-моль / кг топлива. (4. 10)}$$

Двигатели с внешним смесеобразованием (случай, когда $1 > \alpha > \alpha_{\text{крит}} \approx 0,67$).

Углерод топлива частично сгорает в CO_2 . Обозначим эту долю углерода как разность $(C - a)$, где a – массовая доля углерода, сгоревшая с образованием CO .

Вычислим по химической формуле количество продуктов сгорания, получающихся при сгорании углерода с образованием оксида углерода:



$$12 \text{ кг } C + \frac{1}{2} \text{ кг - моль } O_2 = 1 \text{ кг - моль } CO;$$

$$1 \text{ кг } C + \frac{1}{24} \text{ кг - моль } O_2 = \frac{1}{12} \text{ кг - моль } CO;$$

$$a \text{ кг } C + \frac{a}{24} \text{ кг - моль } O_2 = \frac{a}{12} \text{ кг - моль } CO$$

Таким образом, для сжигания α кг углерода топлива требуется $\alpha/24$ кг-моль кислорода, и при этом получается $\alpha/12$ кг-моль оксида углерода. При этом происходит приращение объёма продуктов сгорания на $\alpha/24$ кг-моль. Общее количество продуктов сгорания одного кг жидкого топлива

$$M_{\alpha<1} = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{N_2} = \frac{(C - a)}{12} + \frac{a}{2} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot L_0 =$$

$$= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot L_0, \text{ кг - моль / кг топлива. (4. 11)}$$

При $\alpha = C$ весь углерод топлива сгорает с образованием оксида углерода. При дальнейшем обогащении горючей смеси (до значений $\alpha < \alpha_{\text{крит}} \approx 0,67$) часть углерода не сгорает и в виде сажи выбрасывается вместе с отработавшими газами.

Двигатели с внешним смесеобразованием (случай, когда $\alpha > 1$) и дизели (случай, когда $\alpha > \alpha_{\text{д}}$).

$$\begin{aligned}
 M_{\alpha > 1} &= M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} + M_{\text{O}_2} = \\
 &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot L_0 + 0,21(\alpha - 1)L_0 = \\
 &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 - 0,21 \cdot \alpha \cdot L_0 = \\
 &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21)L_0, \text{ кг - моль / кг топлива.}
 \end{aligned} \tag{4. 12}$$

Примечание: в дизелях даже в случаях, когда $1 < \alpha < \alpha_{\text{д}}$, может иметь место образование сажи, несмотря на довольно значительный избыток воздуха.

4. 4. Коэффициент молекулярного изменения

Выше было отмечено, что при сгорании H кг водорода увеличивается число молей продуктов сгорания на величину $H/4$. При неполном сгорании α кг углерода с образованием оксида углерода также увеличивается число молей на величину $\alpha/24$. Таким образом, в процессе сгорания топлива происходит увеличение числа молей рабочего тела и, соответственно, продуктов сгорания. Обозначим увеличение числа молей через ΔM .

Отношение числа молей продуктов сгорания к числу молей свежего заряда называется **химическим (или теоретическим) коэффициентом молекулярного изменения**:

$$\beta_0 = \frac{M_{\text{Пр.Сг.}}}{M_0} = \frac{(M_0 + \Delta M)}{M_0} = 1 + \frac{\Delta M}{M_0}.$$

Для двигателей с внешним смесеобразованием при $\alpha < 1$

Число молей свежего заряда

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_{\text{T}}}, \text{ кг-моль / кг топлива.}$$

Изменение числа молей при сгорании

$$\begin{aligned}\Delta M &= M_{\alpha < 1} - M_0 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0 - \alpha L_0 - \frac{1}{\mu_T} = \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - 0,21\alpha L_0 - \frac{1}{\mu_T}.\end{aligned}$$

После преобразований

$$\Delta M = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - 0,21\alpha L_0 - \frac{1}{\mu_T}.$$

Учитывая, что $L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)$, получаем (для конца сгорания):

$$\Delta M = 0,21L_0 - 0,21\alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_T} = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21(1 - \alpha)L_0 - \frac{1}{\mu_T},$$

откуда

$$\beta_{0_{\text{макс}}} = 1 + \frac{\Delta M}{M_0} = \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21(1 - \alpha)L_0 - \frac{1}{\mu_T}}{\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T}}, \quad (4.13)$$

где μ_T – кажущаяся молекулярная масса лёгкого топлива. Для бензина, в среднем, принимают $\mu_T = 114$.

Для двигателей с внешним смесеобразованием при $\alpha > 1$

$$M_0 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кг-моль / кг топлива;}$$

$$M_{\alpha > 1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21)L_0.$$

Изменение числа молей при сгорании

$$\begin{aligned}\Delta M &= M_{\alpha > 1} - M_y = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21)L_0 - \alpha L_0 - \frac{1}{\mu_T} = \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \alpha L_0 - 0,21L_0 - \alpha L_0 - \frac{1}{\mu_T} = \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \alpha L_0 - 0,21 \cdot \frac{\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}}{0,21} - \frac{1}{\mu_T} = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_T}.\end{aligned}$$

Окончательно для химического коэффициента молекулярного изменения имеем:

$$\beta_{0_{\text{макс}}} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{\text{T}}}}{\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_{\text{T}}}}. \quad (4.14)$$

Для дизелей при $\alpha > \alpha_{\text{Д}}$

$$\beta_{0_{\text{макс}}} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\alpha L_0}. \quad (4.15)$$

Отношение числа молей рабочего тела после сгорания к числу молей рабочего тела до сгорания называется **действительным коэффициентом молекулярного изменения**

$$\beta = \frac{M_0 + \Delta M + M_r}{M_0 + M_r} = 1 + \frac{\Delta M}{M_0 + M_r} = 1 + \frac{\Delta M}{(1 + \gamma)M_0}, \quad (4.16)$$

где γ – коэффициент остаточных газов.

Согласно определению β_0 есть отношение $\frac{\Delta M}{M_0} = \beta_0 - 1$. После подстановки этого выражения в (4.14) получим

$$\beta = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma} = \frac{\beta_0 + \gamma}{1 + \gamma}. \quad (4.17)$$

Зависимость β_0 от α приведена на рис. 4.5.

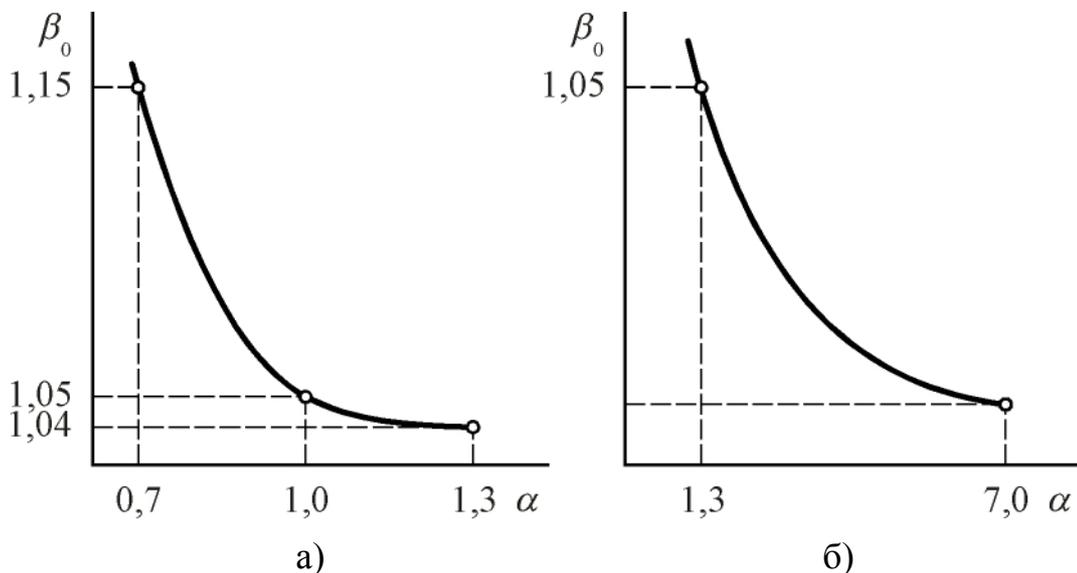


Рис. 4.5. Примерные графики изменения химического коэффициента молекулярного изменения в зависимости от состава смеси:

а) – для двигателя с внешним смесеобразованием; б) – для дизеля;

5. СГОРАНИЕ В ДВС С ВНЕШНИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ И В ДВИГАТЕЛЯХ С ВПРЫСКИВАНИЕМ ЛЁГКОГО ТОПЛИВА (ПРИНУДИТЕЛЬНОЕ ВОСПЛАМЕНЕНИЕ ГОРЮЧЕЙ СМЕСИ)

Пределы воспламеняемости горючей смеси. В конце процесса сжатия, к моменту воспламенения, карбюрированная смесь (смесь воздуха и паров топлива) является однородной по составу, или гомогенной. Опыт показывает, что гомогенная смесь может быть воспламенена электрической искрой лишь в том случае, когда её качественный состав находится в определённых пределах, называемых пределами воспламеняемости горючей смеси. Вне этих пределов смесь становится невоспламеняемой. Состав гомогенной смеси, при котором вследствие её обеднения топливом наступает явление невоспламеняемости, называется *нижним пределом воспламеняемости* (или *пределом воспламеняемости по обеднению*). Состав же смеси, при котором вследствие обогащения её топливом наступает явление невоспламеняемости, называется *высшим пределом воспламеняемости* (или *пределом воспламеняемости по обогащению*).

Пределы воспламеняемости выражаются в процентах концентрации топлива в горючей смеси по массе или по объёму. Можно выразить пределы воспламеняемости и через численные значения коэффициента избытка воздуха α . Так, для бензина нижший предел воспламеняемости по массе колеблется между 1 и 5 %, что соответствует значениям $\alpha = 1,5 \dots 1,3$, а высший предел воспламеняемости соответствует 14...18 % концентрации бензина по массе, или численным значениям $\alpha = 0,6 \dots 0,4$.

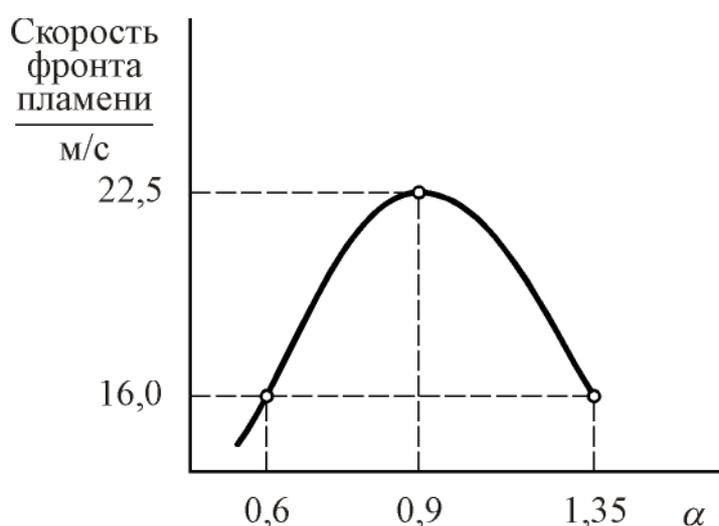


Рис. 5. 1. Влияние состава смеси на скорость сгорания

5. 1. Состав смеси и её сгорание. Влияние коэффициента избытка воздуха на скорость сгорания

В 20-х годах прошедшего столетия член-корреспондент АН СССР Н. Р. Бриллинг установил, что скорость сгорания зависит от α . Наибольшей скоростью горения (рис 5. 1) обладают несколько обогащённые смеси. Богатые и бедные смеси, наоборот, горят

медленно. Скорость сгорания оказывает существенное влияние на характер протекания индикаторной диаграммы.

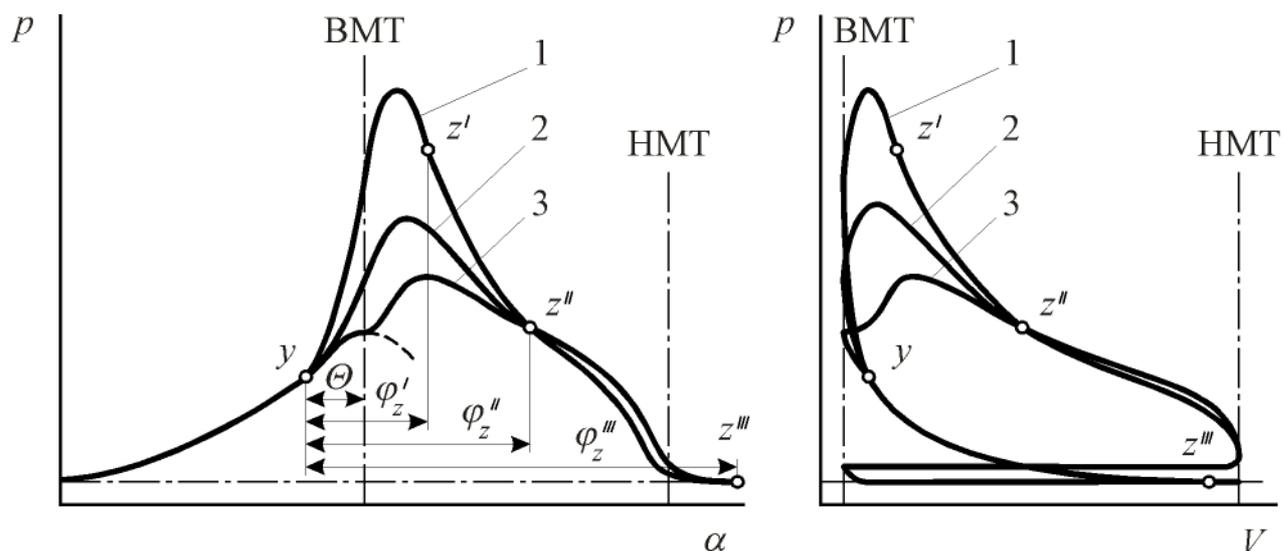


Рис. 5. 2. Влияние состава смеси на характер протекания индикаторной диаграммы: 1 – $\alpha = 0,9$; 2 – $\alpha = 0,6$; 3 – $\alpha = 1,4$

Индикаторные диаграммы, приведенные на рис. 5. 2, соответствуют различным значениям α , а, стало быть, и различным скоростям сгорания. Видно, что при составе смеси, характеризуемом $\alpha = 0,9$, индикаторная диаграмма получается наиболее полной, а продолжительность сгорания – наименьшей ($\varphi'_z < \varphi''_z < \varphi'''_z$). Таким образом, при $\alpha \approx 0,9$ может быть получена наибольшая L_i , а, стало быть, и N_i .

Влияние состава смеси на индикаторные показатели двигателя

Если при неизменной частоте вращения коленчатого вала двигателя, неизменном тепловом состоянии, при полностью открытой дроссельной заслонке, а также наивыгоднейшем угле опережения воспламенения замерять индикаторную мощность и удельный индикаторный расход топлива при различных по качеству составах смеси, то обнаруживается характерная зависимость этих величин от состава смеси (рис. 5. 3). Зависимость названа характерной потому, что она свойственна всем двигателям с внешним смесеобразованием. Следовательно, можно говорить об определенной закономерности изменения индикаторных показателей работы двигателей такого типа от качественного состава горючей смеси. Согласно этой закономерности максимальная мощность достигается всегда при некотором обогащении смеси, точнее при $\alpha \approx 0,85 \dots 0,90$, что вытекает из развёрнутого уравнения для индикаторной мощности.

Ранее, в разд. 1. 6, для индикаторной мощности получено выражение

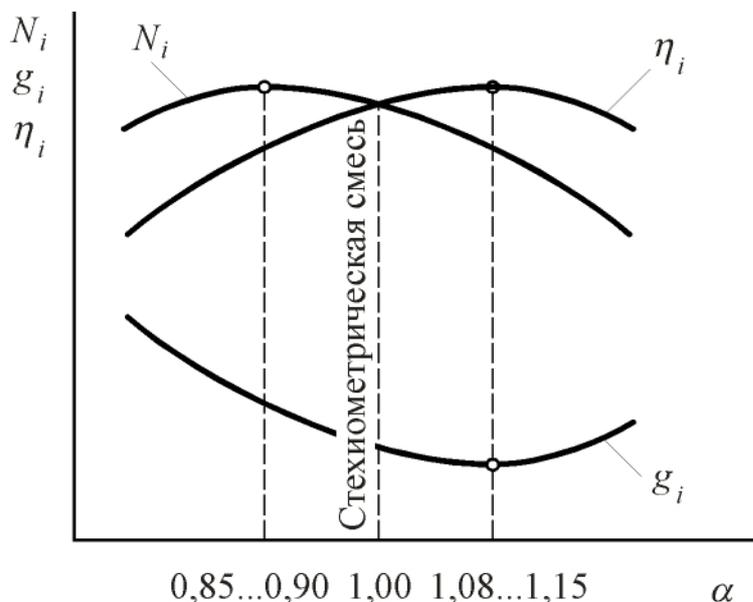


Рис. 5. 3. Влияние состава смеси (α) на индикаторные показатели двигателя

$$V_h = \frac{G_T}{\eta_v \rho_0},$$

где ρ_0 – плотность свежего заряда при параметрах на входе в цилиндр;
 G_T – действительное массовое количество свежего заряда, приходящееся на один кг сжигаемого топлива.

В случае двигателей с внешним смесеобразованием

$$G_T = \alpha L'_0 + 1.$$

Таким образом,

$$p_i = \frac{\eta_i H_u \eta_v \rho_0}{\alpha L'_0 + 1}, \text{ МПа.}$$

Индикаторная мощность, кВт,

$$N_i = \frac{\eta_i \eta_v \rho_0 V_h n i}{30\tau} \cdot \frac{H_u}{\alpha L'_0 + 1},$$

где $\frac{H_u}{\alpha L'_0 + 1}$ – теплотворность смеси, МДж/кг смеси, а ρ_0 – в м³/кг.

Уменьшение коэффициента избытка воздуха, как следует из приведенного выражения, приводит к увеличению теплотворности смеси. Этим и объясняется рост индикаторной мощности двигателя при уменьшении α до 1. Дальнейшее уменьшение α до значения 0,85...0,9 также обуславливает повышение N_i . Объясняется это тем, что существенно возрастает скорость горения смеси. Последующее обогащение смеси приводит к резкому снижению N_i . Это явление объясняется возрастающей неполнотой сгорания топлива.

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{30\tau}.$$

Преобразуем записанное выражение, исходя из следующего:

$$p_i = \frac{L_i}{V_h};$$

индикаторную работу цикла применительно к одному кг сжигаемого топлива можно представить как

$$L_i = \eta_i H_u,$$

а для V_h из понятия коэффициента наполнения (см. разд. 2. 1), можно получить

Максимальное значение индикаторного КПД достигается всегда при небольшом обеднении смеси, точнее, при $\alpha = 1,05 \dots 1,08$. Это объясняется тем, что при небольшом обеднении смеси топливо сгорает полностью.

Уменьшение η_i при более богатых смесях вызвано ростом неполноты сгорания, а также тем, что при $\alpha < 0,85$ происходит уменьшение скорости сгорания. Рассмотренная эмпирическая закономерность указывает на то, что наибольшие значения N_i и η_i не могут быть получены при одном и том же составе смеси. Знание этой закономерности позволяет правильно конструировать и регулировать систему питания двигателя (в частности, карбюратор).

5. 2. Влияние угла опережения зажигания на мощность и экономичность двигателя с внешним смесеобразованием

Имеется практическая необходимость в угле опережения зажигания. На рис. 5. 4 приведены индикаторные диаграммы, соответствующие различным значениям угла опережения зажигания. Эти индикаторные диаграммы получены при работе двигателя на одной и той же частоте вращения, на одинаковом по качеству составу смеси, при неизменном положении дроссельной заслонки и других одинаковых условиях. Приведенные диаграммы позволяют сделать заключение о существовании оптимального угла опережения зажигания.

Под оптимальным углом опережения зажигания $\theta_{\text{опт}}$ понимается такой, при котором эффективная мощность (N_e) максимальна, а эффективный удельный расход топлива (g_e) при прочих равных условиях получается наименьшим. Понятие об эффективных показателях двигателя, в частности, об N_e и g_e , см. в разд. 9. 3.

Обычно $\theta_{\text{опт}}$ определяется посредством снятия регулировочных характеристик двигателя по углу опережения зажигания (рис. 5. 5).

По поводу характера протекания параметров, представленных на рис. 5. 5, можно сказать следующее. Мощность, как функция θ , отображается выпуклой кривой, а g_e , наоборот, – вогнутой. Падение мощности при значениях $\theta > \theta_{\text{опт}}$ объясняются повышением затрат энергии на сжатие уже горячего рабочего тела (увеличивается работа сжатия вследствие повышения текущего давления в процессе). При $\theta < \theta_{\text{опт}}$, наоборот, уменьшается работа, совершаемая при расширении РТ. Кроме того, процесс сгорания переносится на линию расширения (идёт слишком позднее выделение теплоты). Названными причинами объясняется и характер протекания зависимости удельного эффективного расхода топлива.

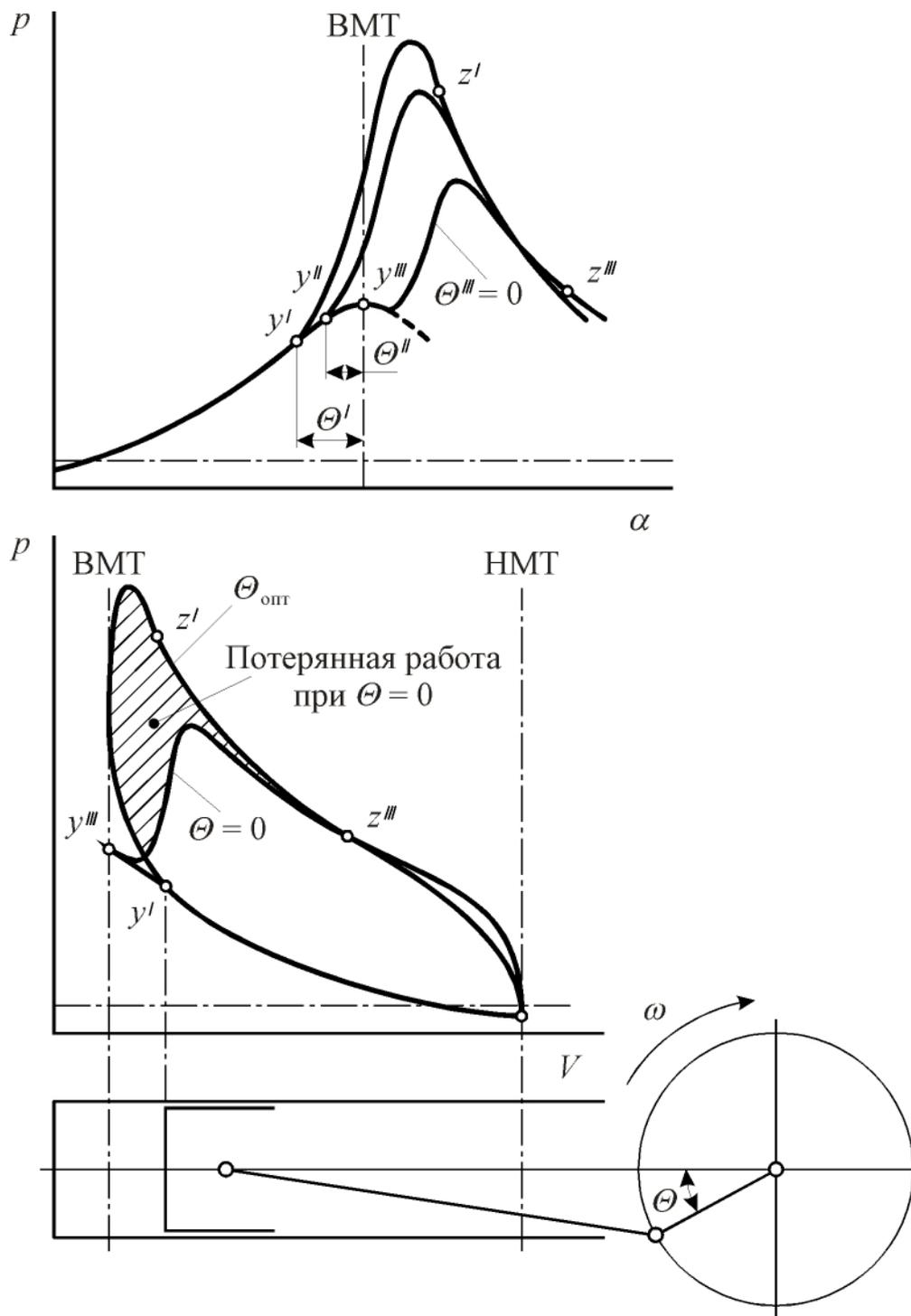


Рис. 5. 4. Влияние угла опережения зажигания на индикаторную диаграмму двигателя

Характер протекания крутящего момента отвечает характеру изменения N_e . Покажем, что это действительно так.

Крутящий момент связан с мощностью соотношением

$$M = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n}.$$

Так как в рассматриваемом случае частота вращения остаётся постоянной, то

$$M = \text{Const} \cdot N_e,$$

то есть, для рассматриваемой характеристики момент однозначно определяется величиной N_e .

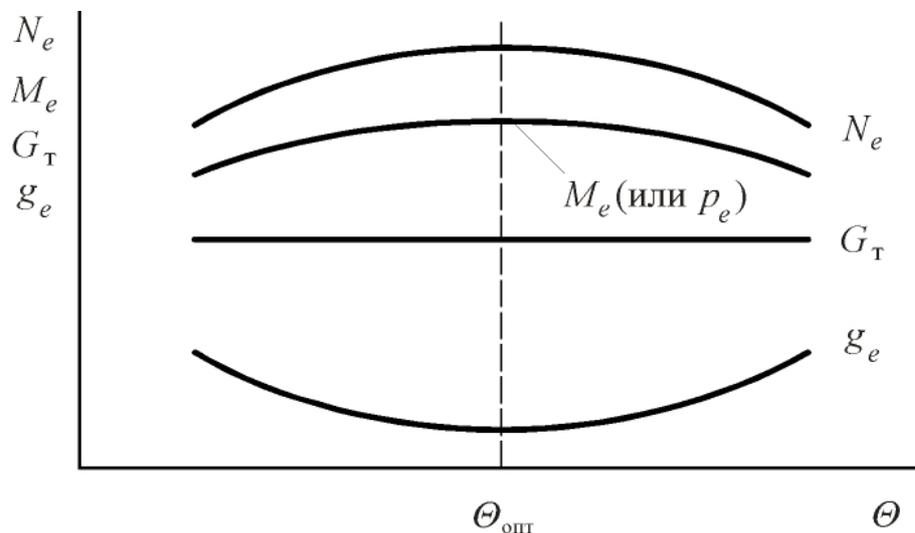


Рис. 5. 5. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания ($n = \text{Const}$)

Из практики испытания двигателей известно, что до прихода поршня в ВМТ сгорает от 30 до 40 % топлива. Это положение может быть использовано для выбора значения $\theta_{\text{опт}}$ при тепловом расчёте двигателя. Все те факторы, которые влияют на скорость сгорания, оказывают влияние и

на $\theta_{\text{опт}}$.

К этим факторам относятся, прежде всего: частота вращения коленчатого вала (степень турбулентности заряда), коэффициент избытка воздуха, степень сжатия и количество остаточных газов в смеси.

Влияние различных факторов на $\theta_{\text{опт}}$ в двигателях с внешним смесеобразованием

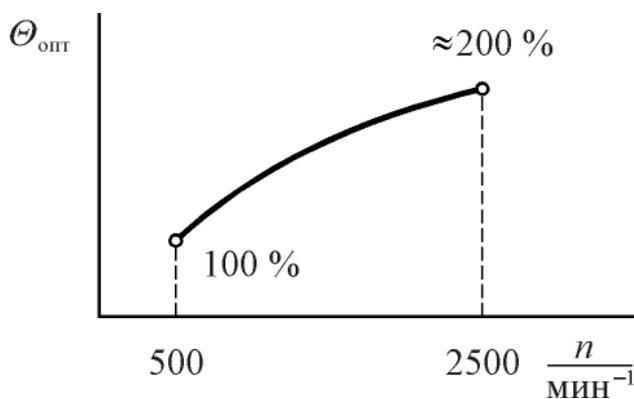


Рис. 5. 6. Влияние частоты вращения вала на величину оптимального угла опережения зажигания

Влияние частоты вращения. С увеличением частоты вращения увеличивается степень турбулентности рабочей смеси, что способствует увеличению средней скорости сгорания и, следовательно, уменьшению абсолютной продолжительности процесса сгорания. Однако относительная продолжительность, измеряемая углом поворота коленчатого вала, с увеличением n увеличивается:

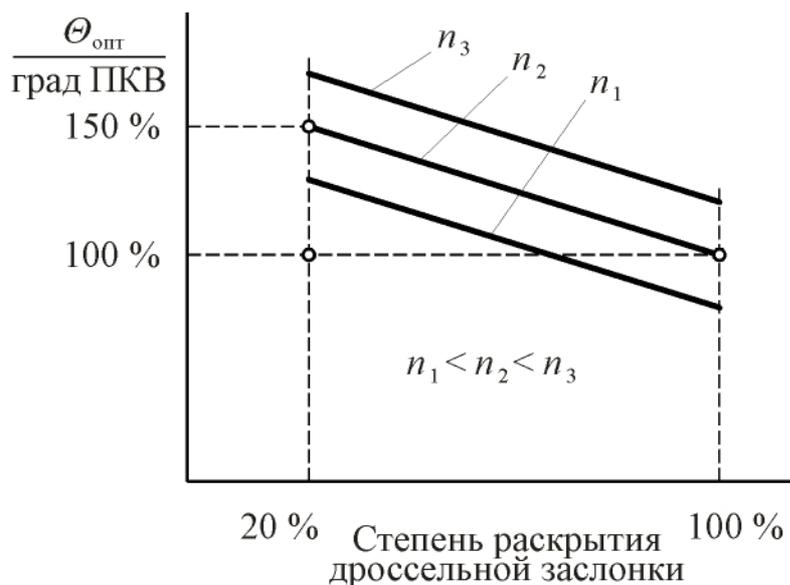


Рис. 5. 7. Влияние дросселирования на величину оптимального угла опережения зажигания

гружки θ необходимо увеличивать, см. рис. 5. 7.

Влияние состава смеси (α). Как уже говорилось, максимальная скорость сгорания достигается при $\alpha \approx 0,9$; при меньших и больших значениях α скорость сгорания уменьшается. Это требует увеличения θ , см. рис. 5. 8.

Диаграмма автоматического регулирования угла опережения зажигания в двигателе с внешним смесеобразованием

Ранее сказанное позволяет отметить, что оптимальное значение угла опережения зажигания для двигателя определённых конструктивных параметров является функцией сорта используемого топлива, скоростного режима работы и степени загрузки двигателя. В самом общем виде это можно определить следующей записью:

$$\Theta_{\text{опт}} = \Delta\Theta_{\text{уст}} + \Delta\Theta_n + \Delta\Theta_{N_e}, \quad (5. 1)$$

где $\Delta\theta_{\text{уст}}$ – величина угла опережения зажигания, определяемая сортом применяемого топлива (этот угол часто называют установочным углом опережения

$$\varphi_z = 6nt_z,$$

где t_z – временная продолжительность сгорания, с.

С увеличением φ_z увеличивается $\theta_{\text{опт}}$, см. рис. 5. 6.

Влияние дросселирования. По мере дросселирования (прикрытия дроссельной заслонки) свежая горючая смесь все более разбавляется (загазовывается) остаточными газами, и скорость её сгорания уменьшается. Поэтому с уменьшением на-

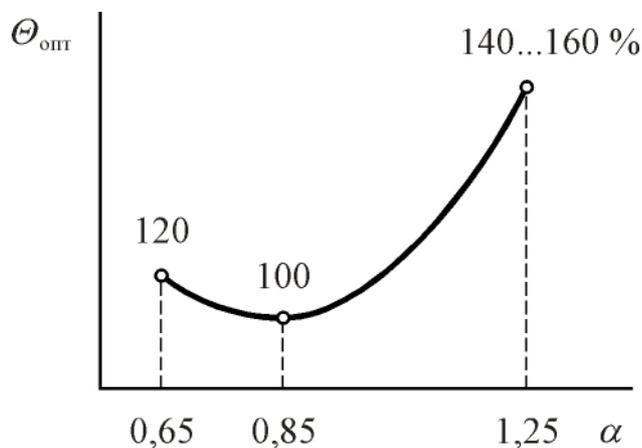


Рис. 5. 8. Влияние состава смеси на величину оптимального угла опережения зажигания

зажигания); $\Delta\theta_n$ – величина угла опережения зажигания, определяемая скоростным режимом; $\Delta\theta_{Ne}$ – величина угла опережения зажигания, определяемая степенью загрузки двигателя.

Устройство, позволяющее изменять величину $\Delta\theta_{уст}$ на двигателе, называется октан-корректором.

При работе двигателя соответствующие величины $\Delta\theta_n$ и $\Delta\theta_{Ne}$ устанавливаются автоматически с помощью центробежного регулятора угла опережения зажигания и вакуум-корректора. Оба эти механизма проектируются таким образом, чтобы в условиях эксплуатации двигателя обеспечивать изменение $\theta_{опт}$ по определенному закону. Закон изменения $\theta_{опт}$ выявляется посредством построения диаграммы автоматического регулирования, рис. 5. 9.

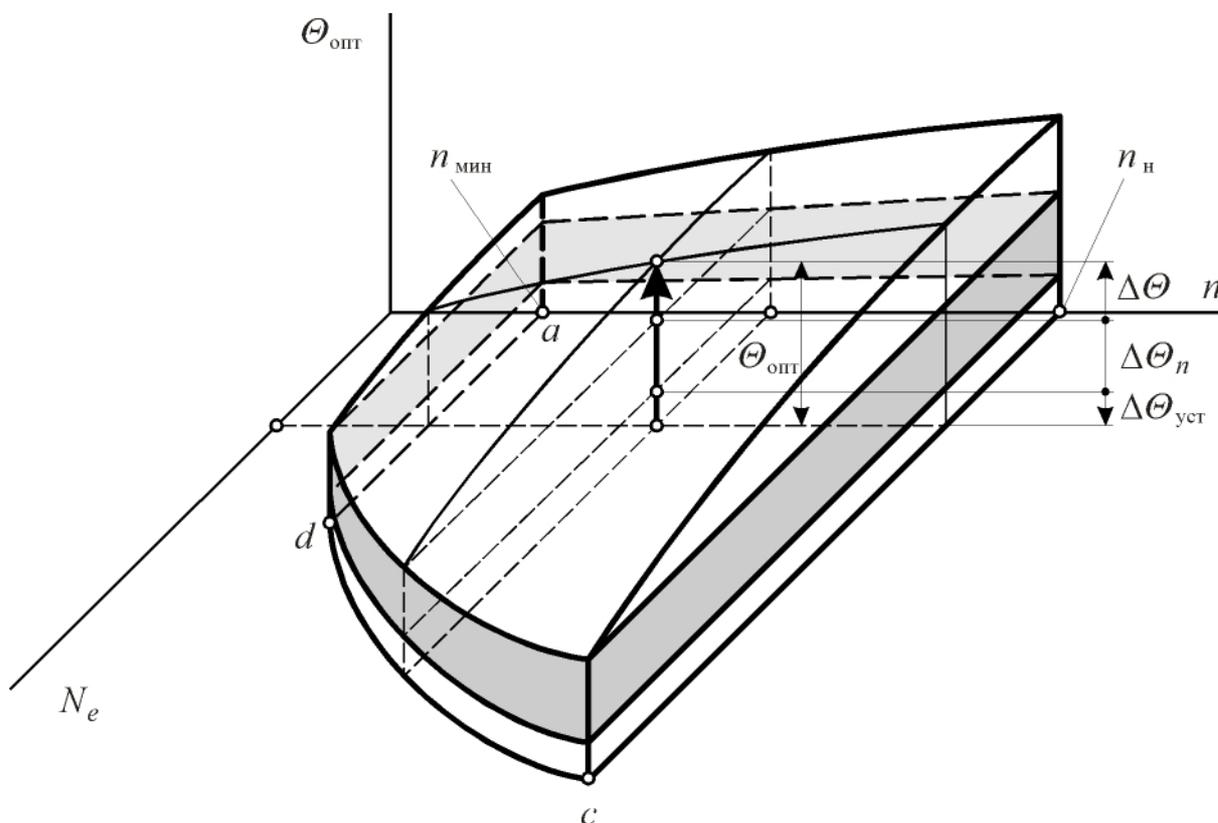


Рис. 5. 9. Диаграмма автоматического регулирования угла опережения зажигания ($\Delta\theta_n$ обеспечивается действием центробежного регулятора, $\Delta\theta_{уст}$ – действием вакуум-корректора)

В свою очередь, диаграмма автоматического регулирования строится посредством снятия серии регулировочных характеристик по углу опережения зажигания при различных частотах вращения и нагрузках двигателя. Она (диаграмма) представляет собой поверхность, расположенную над плоскостью N_eOn . Приведённым рисунком иллюстрируется простейшая такая поверхность. В действительности она может иметь существенно более сложную форму. В двигателях с электронным управлением программа реализации такой поверхно-

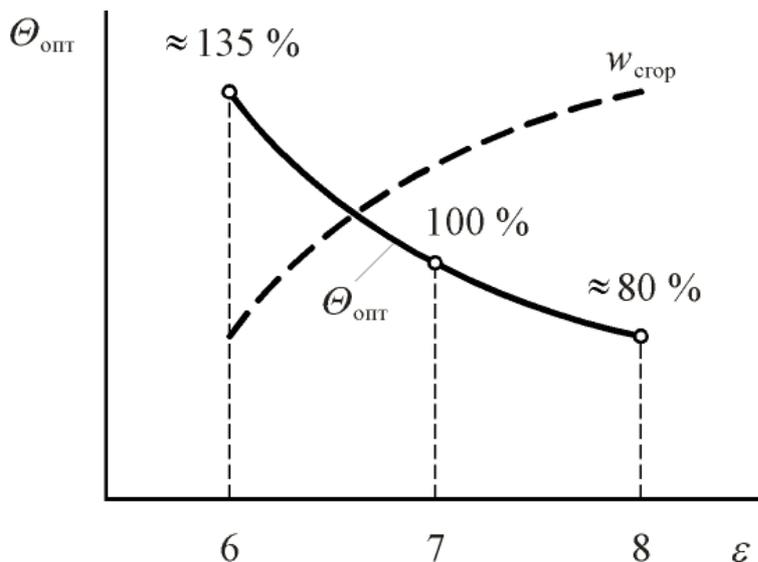


Рис. 5. 10. Влияние степени сжатия на оптимальный угол опережения зажигания

сти закладывается в электронный компьютер, которым обеспечивается выбор $\theta_{\text{опт}}$ применительно к конкретным условиям нагружения ДВС.

Влияние степени сжатия на величину оптимального угла опережения зажигания. С увеличением степени сжатия улучшаются условия для начала и развития процесса сгорания. Благодаря этому повышается скорость сгорания, что обуславливает уменьшение $\theta_{\text{опт}}$, см. рис. 5. 10.

5. 3. Нарушение сгорания в бензиновых двигателях

5. 3. 1. Флуктуация процессов сгорания

Процессы сгорания в последовательных циклах в точности не воспроизводятся. Они не идентичны. Наблюдается флуктуация процессов сгорания, а значит, и флуктуация циклов, то есть беспорядочные отклонения протекания процессов сгорания (циклов) от их средних значений.

Флуктуация наблюдается на стробоскопических индикаторных диаграммах по разбросу точек на линии сгорания и начальном участке линии расширения. На одноцикловых индикаторных диаграммах (осциллограммах) флуктуация наблюдается как «расщепление» линии сгорания на множество линий (рис. 5. 11).

Работа на бедных смесях усиливает флуктуацию, а на богатых – уменьшает. Флуктуация снижает мощность, экономичность, так как наряду с оптимальными циклами существуют «посредственные» циклы. Причины флуктуации заключаются в колебаниях угла опережения зажигания, состава смеси, скоростного режима, коэффициента наполнения и т. д.

Меры против флуктуации циклов: организованное завихривание смеси использованием тангенциальных впускных каналов, применение двух (и более) свечей зажигания, исключение преждевременного воспламенения горючей смеси и др.

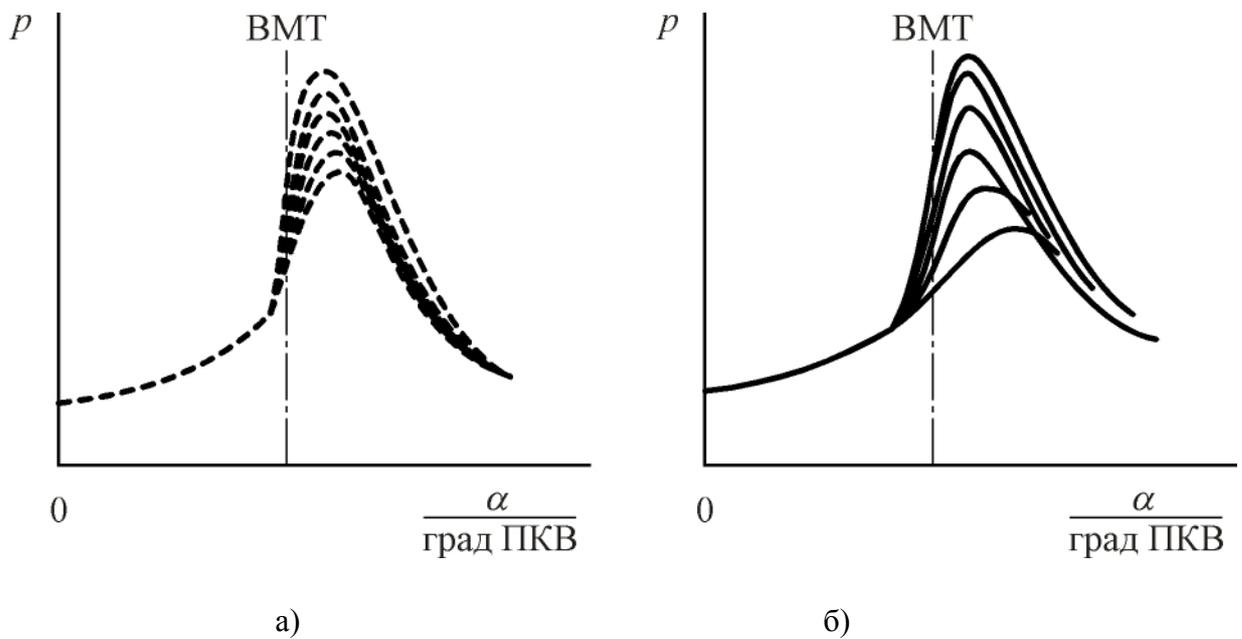


Рис. 5. 11. Протекание индикаторных диаграмм двигателя при флуктуации процессов сгорания: а) – стробоскопические индикаторные диаграммы; б) – осциллограммы (одиночные индикаторные диаграммы) давлений рабочего тела в цилиндре

5. 3. 2. Преждевременное воспламенение

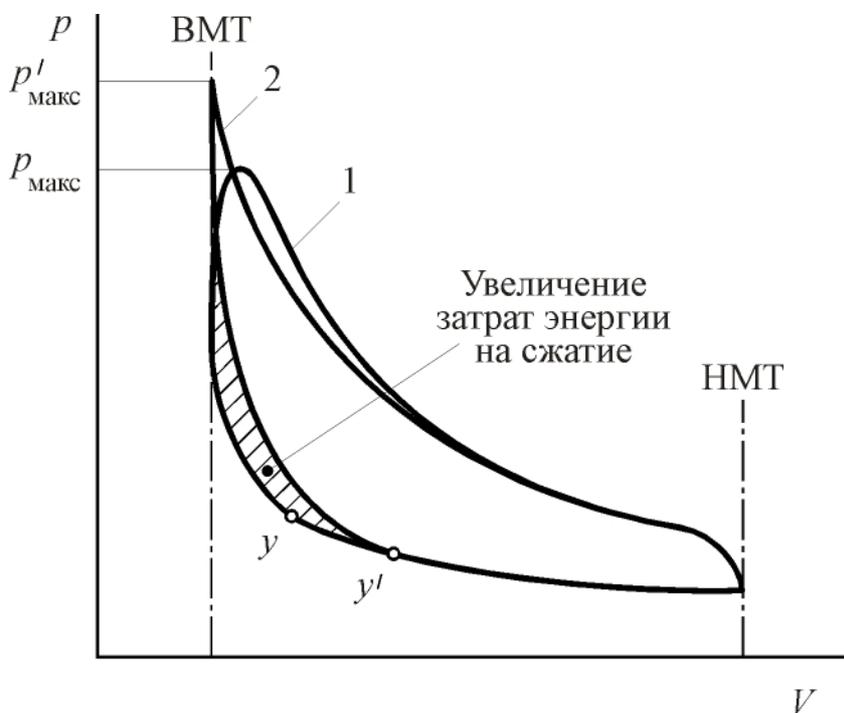


Рис. 5. 12. Индикаторные диаграммы двигателя:
1 – при нормальной работе;
2 – при преждевременном воспламенении

Воспламенение смеси в цилиндре двигателя не от электрической искры, а от нагретой поверхности какой-либо детали называется преждевременным воспламенением. К такому воспламенению может привести чрезмерный нагрев электродов свечи, головок выпускных клапанов, а также нагрев частиц нагара на днище поршня или стенках головки цилиндра.

При преждевременном воспламенении наблюдается резкая

флюктуация циклов. Внешними признаками являются: глухие стуки, тряска двигателя, падение мощности, увеличение удельного расхода топлива, перегрев двигателя.

На рис. 5. 12 приведены индикаторные диаграммы, соответствующие нормальному протеканию рабочего цикла двигателя, и индикаторные диаграммы при преждевременной вспышке смеси.

Экспериментально установлено, что нормальная температура электродов свечи находится в пределах от 580 до 850 °С. При меньших температурах наблюдается отложение нагара на изоляторе, а при больших температурах – преждевременное воспламенение, оплавление электродов и растрескивание изолятора. Свечи подбирают по калильному числу, величиной которого комплексно характеризуется длина нарезной части, длина юбки изолятора и глубина гнезда под свечу.

5. 3. 3. Детонация

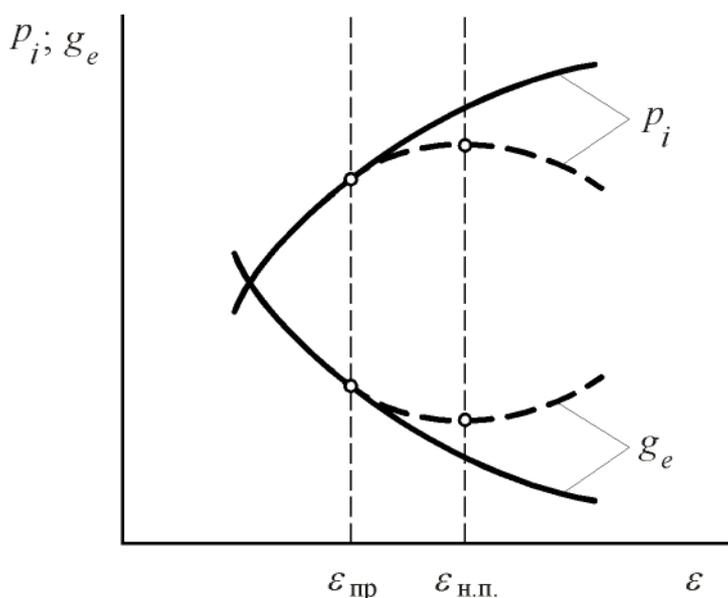


Рис 5. 13. Зависимость среднего индикаторного давления и удельного эффективного расхода топлива от степени сжатия:

— — при детонации; - - - - без неё

Развитие двигателей идёт по пути уменьшения удельного расхода топлива и увеличения удельной мощности. Основным средством для повышения экономичности и удельной мощности в двигателях с внешним смесеобразованием является увеличение степени сжатия. Второй путь – применение наддува. Однако при использовании названных путей развития появляется препятствие. Связано

оно с необходимостью преодоления опасного для двигателей явления – **детонации**.

Детонацией называется ненормальное, взрывное сгорание в двигателях лёгкого топлива с воспламенением от электрической искры. При детонации (пунктирные линии на рис. 5. 13) и отсутствии её (сплошные линии на рис. 5. 13) характер протекания среднего индикаторного давления и удельного эффек-

тивного расхода топлива изменяется. Величину степени сжатия $\varepsilon_{пр}$, при которой возникает явление детонации, называют предельной степенью сжатия. Несколько большее значение ε , при котором еще допустима работа двигателя с детонацией, называют наивысшей полезной степенью сжатия $\varepsilon_{н.п.}$

Внешние признаки детонации:

1. Слышен звонкий металлический стук;
2. Двигатель работает жёстко и неровно, наблюдается тряска двигателя;
3. В отработавших газах периодически появляются дым и искры. Пламя отработавших газов в темноте имеет удлинённый язык, окрашенный в желто-оранжевый цвет;
4. Падает частота вращения вала двигателя;
5. Перегреваются поршни, головка цилиндров, впускные клапаны и цилиндры. Наблюдается это по повышению температуры охлаждающей жидкости, которая нередко закипает. Повышается температура картерного масла.

Последствия детонации:

1. Падает мощность двигателя;
2. Повышается удельный расход топлива;
3. Резко понижается надёжность двигателя вследствие быстрого износа и разрушения ответственных деталей (клапанов, поршней, колец).

Детонация может стать причиной следующих явлений:

1. Задиры поршня и зеркала цилиндров вследствие выбора зазора из-за перегрева; в неблагоприятных условиях возможно заклинивание поршня с отрывом шатуна и прободением картера или головки цилиндров;
2. Обгорание или даже прогорание поршней, головок цилиндров и клапанов;
3. Растрескивание и выкрашивание антифрикционного слоя подшипников;
4. Разрушение свечей вследствие обгорания и оплавления электродов и растрескивания изоляторов с последующим выкрашиванием.

Перечисленные последствия детонации позволяют отметить, что детонация недопустима в двигателях. Поиски средств борьбы с детонацией – предмет неустанных исследований учёных и инженеров разных специальностей.

Опыты Шнауфера по исследованию явления детонации. Он впервые применил ионизационный метод исследования распространения пламени. Этот метод заключается в том, что в камеру сгорания двигателя устанавливается несколько ионизационных датчиков (рис. 5. 14), позволяющих фиксировать момент прохождения пламени. Таким образом, группа ионизационных датчиков позволяет построить картину распространения пламени по камере сгорания. В

опытах расстояние между свечами одинаковое. Однако время прохождения фронтом пламени расстояния между датчиками при детонации и в условиях её отсутствия существенно отличается. По характеру протекания пути, проходимого пламенем, легко определить момент возникновения детонации. Данные (рис. 5. 14) получены описанным методом. На этом же рисунке пунктирными линиями обозначен характер изменения концентрации гидроперекисей в рабочем теле.

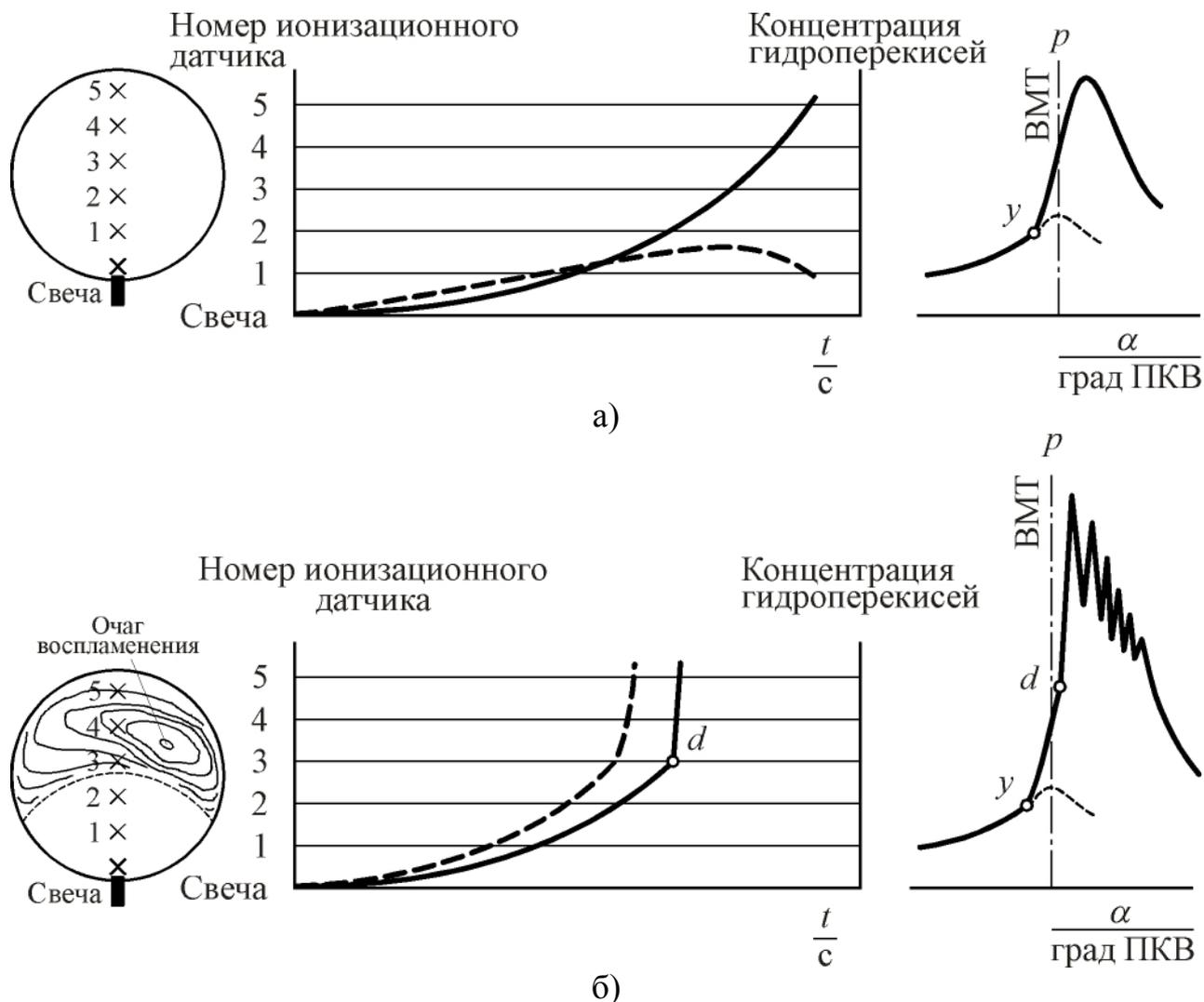


Рис. 5. 14. Осциллограммы распространения фронта пламени (опыты Шнауфера): а) нормальное сгорание; б) детонационное сгорание;
 — — распространение фронта пламени (1);
 - - - — изменение концентрации гидроперекисей (2)

Отечественные (советские) учёные А. С. Соколик и А. Н. Воинов обнаружили, что при детонации образуется второй очаг воспламенения. Новый фронт пламени распространяется с огромной скоростью, порядка 1000...2000 м/с, то есть, со скоростью в 100 раз большей, чем при отсутствии детонации. А.

С. Соколиком и А. Н. Воиновым также были зафиксированы ударные волны. Движение ударных волн на индикаторной диаграмме отображается всплесками давления.

Металлический звук при детонации возникает вследствие удара волн о стенки цилиндра. Стенка играет роль камертона.

При детонации начальный период сгорания протекает нормально. Лишь затем оно приобретает взрывной (неуправляемый) характер. В зависимости от того, на каком участке возникает новый очаг воспламенения, возникает сильная или слабая детонация.

Теория пероксидов

Пероксиды, или гидроперекиси – нестойкие органические соединения, получающиеся в результате окисления молекул углеводородов при соответствующих температуре и давлении:



Существует критическая концентрация гидроперекисей. При достижении определенных критических значений температуры и плотности несгоревшей части смеси (для данного топлива) происходит распад гидроперекисей с образованием активных центров и последующим детонационным сгоранием:



где $RO \bullet$ и $\bullet OH$ – активные центры (осколки молекул и атомов, имеющих свободную валентность).

Все факторы, увеличивающие концентрацию гидроперекисей в несгоревшей части сжатой смеси и вызывающие их внезапный распад, способствуют возникновению детонации.

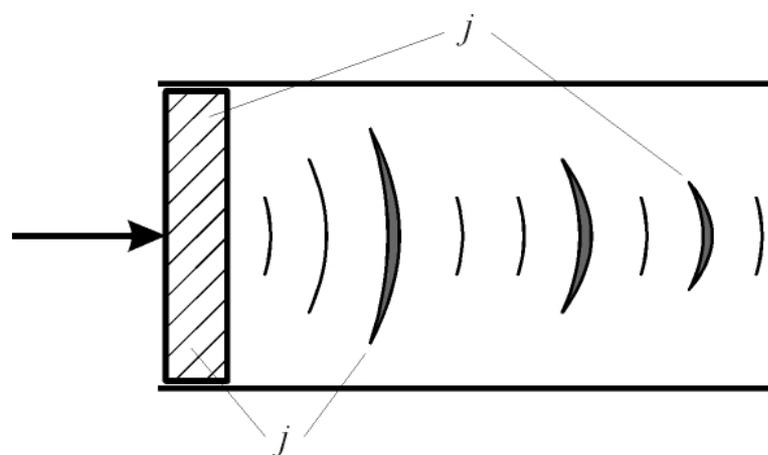


Рис. 5. 15. Схема образования суммарных волн сжатия

Образование волны сжатия нормальным пламенем

Опытами точно установлено, что при положительно ускоренном движении фронта пламени им излучаются элементарные волны сжатия (звуковые волны). Вследствие непрерывного повышения температуры среды скорость последующих элементарных

волн больше скорости предыдущих. Таким образом, элементарные волны нагоняют друг друга, суммируются и образуют суммарную волну сжатия, см. рис. 5. 15. Следовательно, фронт пламени действует подобно поршню.

Рассмотрим теньевую фотографию пламени, полученную шпирен-методом, рис. 5. 16.

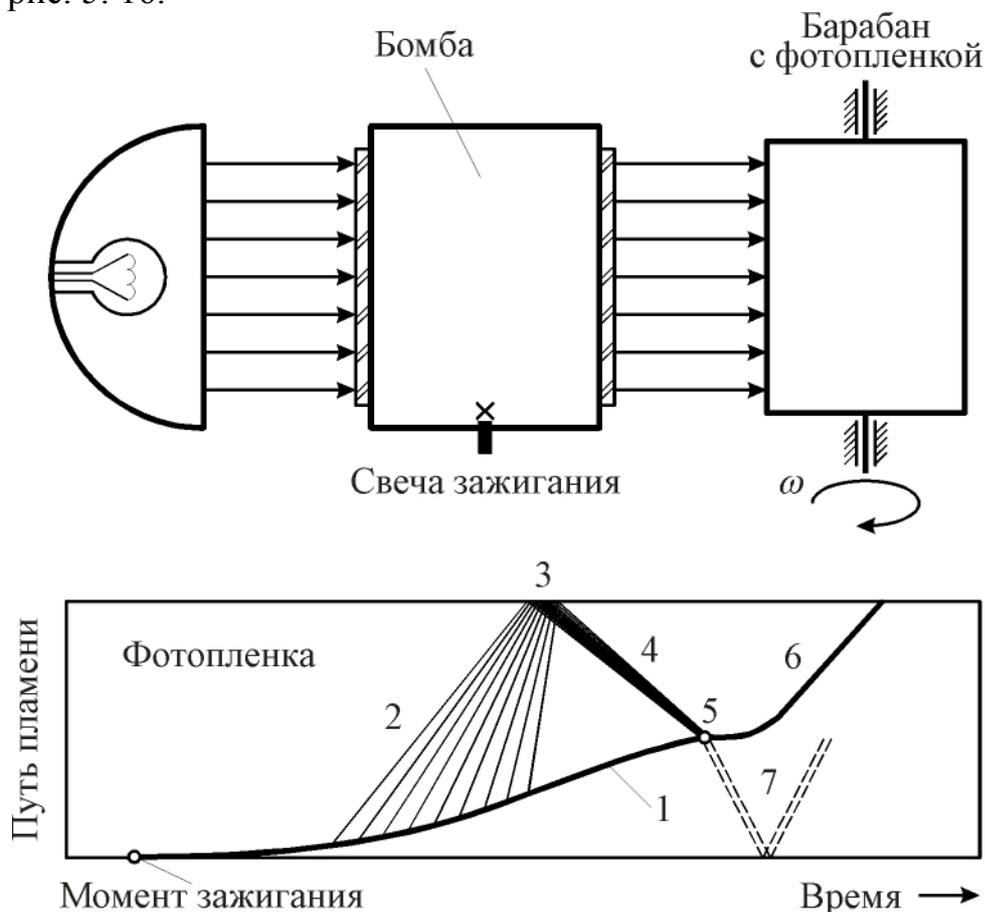


Рис. 5. 16. Распространение пламени и элементарных волн сжатия по камере сгорания: 1 – фронт основного пламени; 2 – элементарные звуковые волны; 3 – постоянное слияние звуковых волн; 4 – отражение волн; 5 – сформировавшаяся волна; 6 – отброс основного пламени; 7 – след волны сжатия по продуктам сгорания

В герметически закрытом сосуде, снабженном прозрачными окнами, находится горючая смесь. Смесь может быть воспламенена при помощи свечи зажигания. Сосуд освещается, поэтому перемещение фронта пламени может регистрироваться фотоплёнкой, расположенной на вращающемся барабане. Результат фотографирования процессов, происходящих в таком сосуде («бомбе») приведен на диаграмме (рис. 5. 16). Диаграмма позволяет отметить, что от фронта пламени, начиная с некоторого момента, отходят элементарные волны сжатия 2. Причём скорость последующих волн превышает скорость предыдущих. Поэтому элементарные волны суммируются.

Можно принять, что бесконечно малый перепад давления в элементарной волне сжатия dp прямо пропорционален времени dt и ускорению j , то есть

$$dp = Kjdt, \quad (5.2)$$

где K – коэффициент пропорциональности.

Интегрируя уравнение (5.2), находим

$$\Delta p = K \int_0^t j dt = Kw, \quad (5.3)$$

где w – скорость перемещения волны сжатия.

Интегрируя (5.3) в пределах времени от $t = 0$ до $t = t_m$, где t_m – время положительного ускорения сгорания (рис. 5.17), получаем выражение для максимального давления в волне сжатия (рис. 5.18)

$$\Delta p_{\text{макс}} = K \int_0^{t_m} j dt = Kw_{\text{макс}}. \quad (5.4)$$

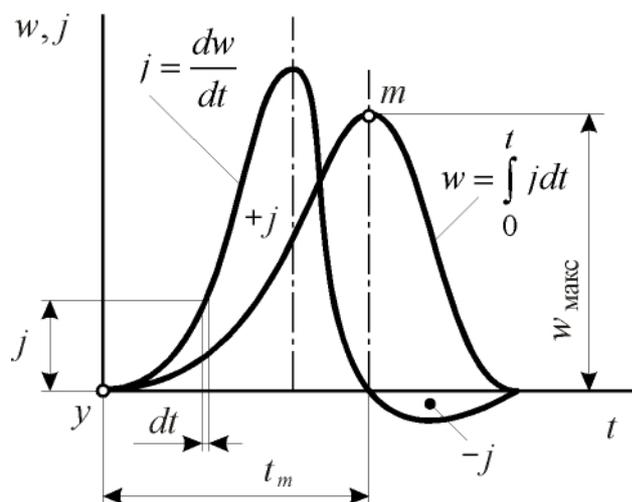


Рис. 5.17. Графики изменения скорости и ускорения сгорания во времени

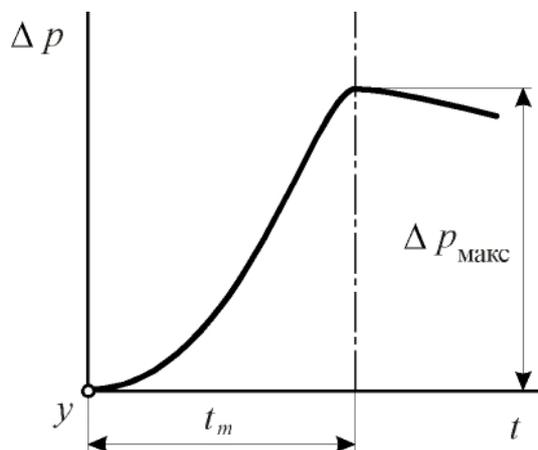


Рис. 5.18. Перепад давления в волне сжатия

Критерияльная диаграмма детонации

Вследствие прохождения предпламенных процессов окисления несгоревшая часть смеси становится очень «восприимчивой» к воспламенению. Однако, степень этой восприимчивости неодинакова в разных областях несгоревшей смеси. Если амплитуда проходящей волны сжатия достаточна для того, чтобы вызвать самовоспламенение, то в местах наибольшей «подготовленности» несгоревшей части смеси к воспламенению волна сжатия образует очаг воспламенения.

От этого очага воспламенения новый фронт пламени распространяется по среде химически очень активной, и, поэтому, с гораздо большим ускорением, чем основной фронт пламени. По этой причине рождаются вторичные, более мощные, волны сжатия. Их называют ударными волнами. При отражении от стенок ударные волны сжатия превращаются в детонационные, если проходят по несгоревшей части смеси.

Значение амплитуды, при которой в несгоревшей части смеси образуется новый очаг воспламенения, называется волной критического сжатия. На рис. 5.19 приведен характер изменения фактического перепада давления Δp в волне сжатия и характер протекания критического давления $\Delta p_{кр}$, достаточного при данных условиях для образования локального очага воспламенения (распад гидроперекисей) в несгоревшей части смеси с последующей детонацией.

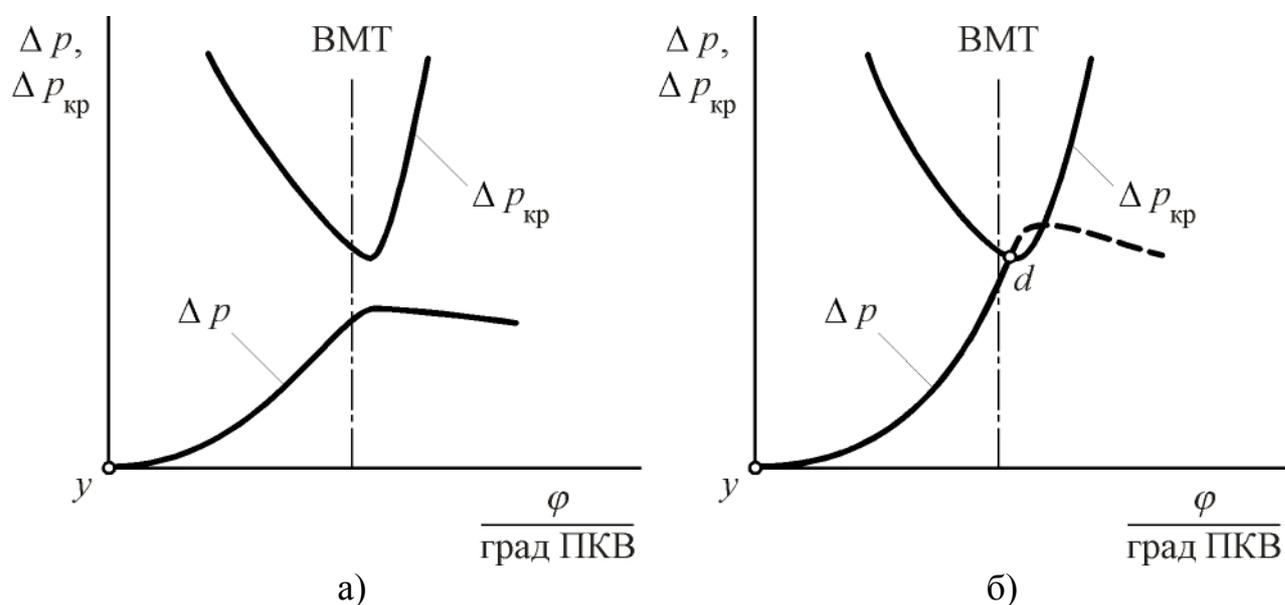


Рис 5. 19. Критериальные диаграммы детонации: а) – детонация отсутствует; б) – двигатель детонирует (d – момент возникновения детонации)

При этом действует **правило**: если в течение всего процесса сгорания перепад давления в первичной волне сжатия меньше критического, то детонация по этой причине не может возникнуть.

То есть, если в течение всего процесса сгорания соблюдается неравенство:

$$\Delta p < p_{кр}, \quad (5. 5)$$

то детонация в двигателе отсутствует.

Для возникновения детонации необходимы два условия:

1. Высокая концентрация гидроперекисей в несгоревшей части смеси;
2. Первичная волна должна иметь достаточно высокую амплитуду.

Флуктуация циклов нежелательна с точки зрения предотвращения детонации, ибо при наличии флуктуации в отдельных циклах могут возникать благоприятные для детонирования условия.

Эксплуатационные факторы, влияющие на детонацию

1. Дросселирование (рис. 5. 20).

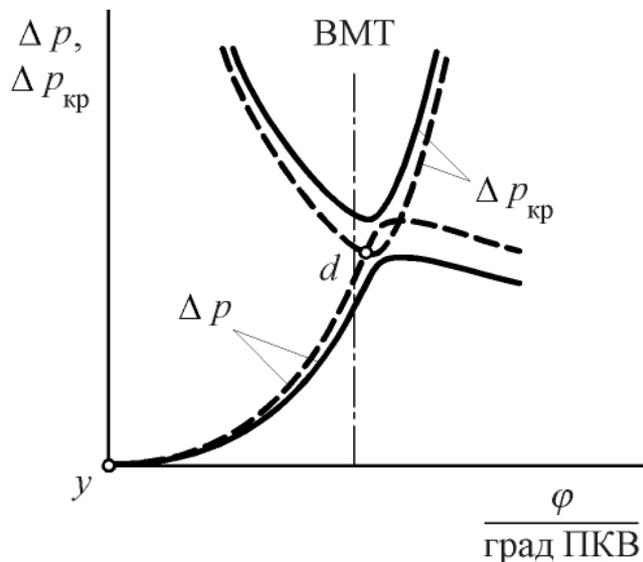


Рис. 5. 20. Влияние дросселирования на детонацию:

- - с дросселированием;
- - - - без дросселирования

Если детонация небольшая, то, прикрыв дроссельную заслонку, можно ликвидировать детонацию, так как с прикрытием заслонки уменьшается плотность эффективных центров из-за уменьшения количества поступающего свежего заряда. Снижается скорость сгорания топливоздушнoй смеси.

2. Угол опережения зажигания (рис. 5. 21).

При изменении угла опережения зажигания характер протекания $\Delta p_{кр}$ как функции φ остаётся неизменным, а Δp меняется (смещается по фазе). Следовательно, отклонение угла опережения зажигания от определённого значения может послужить причиной возникновения детонации.

3. Частота вращения вала (рис. 5. 22). При уменьшении оборотов вала двигателя увеличивается время на образование гидроперекисей. Значит, при прочих равных условиях возможность возникновения детонации повышается. Повышение оборотов приводит к росту интенсивности вихревых движений,

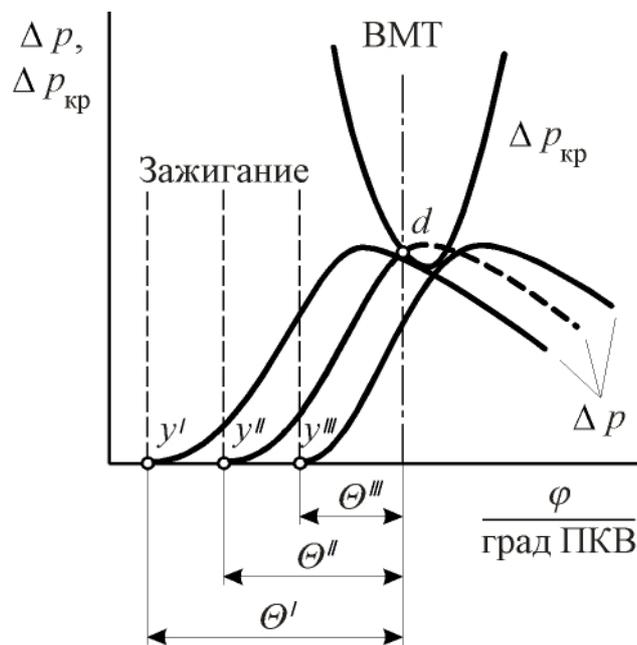


Рис. 5. 21. Действительный перепад давления в элементарной волне сжатия при различных углах зажигания (при $\theta = \theta'$ возможна детонация)

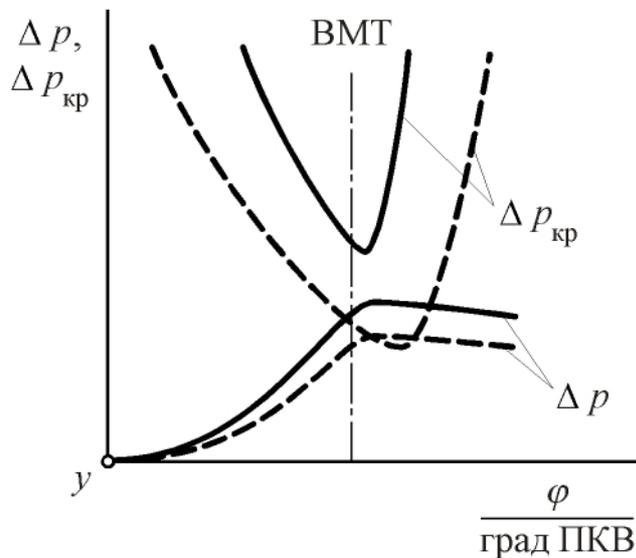


Рис. 5. 22. Влияние частоты вращения на амплитуду волны сжатия ($n_1 > n_2$):
 — — для n_1 ; - - - - для n_2

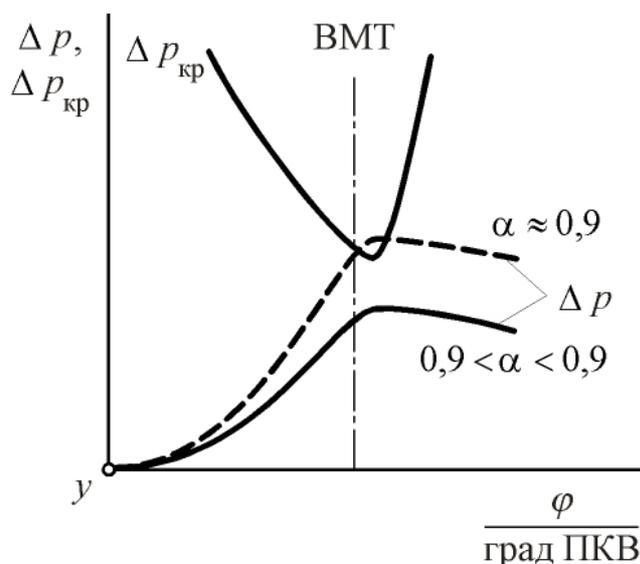


Рис. 5. 23. Влияние состава смеси на амплитуду волны сжатия

чества топлив принято оценивать октановым числом. Октановое число определяется по процентному содержанию изооктана в стандартной смеси топлив (изооктан и гептан), обеспечивающей при прочих равных условиях такой же уровень детонации, как и исследуемое топливо.

Структурная формула изооктана C_8H_{18} записывается следующим образом:

увеличивается скорость сгорания. Это снижает вероятность возникновения детонации.

Всё сказанное о влиянии различных определённых факторов на детонацию позволяет сделать вывод, который заключается в следующем: двигатель должен быть отрегулирован так, чтобы при малых частотах вращения вала, «полном дросселе» и полной нагрузке прослушивалась лёгкая детонация. Тогда на других режимах работы детонации не будет.

3. *Коэффициент избытка воздуха* (рис. 5. 23). При $\alpha \approx 0,9$ достигается наибольшая скорость сгорания. Следовательно, и склонность к детонации также будет наибольшей. Обедняя смесь или же ещё больше обогащая её, можно уменьшить склонность двигателя к детонации. На практике стремятся понизить α , так как при его увеличении «растягивается» процесс сгорания, и повышается вероятность перегрева двигателя, что может явиться причиной возникновения детонации.

4. *Род топлива*. Род применяемого топлива существенно влияет на детонацию. Антидетонационные ка-

Если к изооктану добавить 0,88 см³/л топлива этиловой жидкости, то октановое число превысит 100, а допустимая предельная степень сжатия для такого топлива окажется равной 10,5.

Применение этилированных бензинов позволяет использовать более высокие степени сжатия. Однако, повышенная концентрация свинца (более 0,17...0,37 г/дм³) существенно повышает токсичность отработавших газов. По этой причине с 1 января 2003 года отменяется ГОСТ 2084-77, и вводится ГОСТ Р51105-97 на применение неэтилированных бензинов марок «Нормаль-80» (Н-80), «Регулятор-91» (Р-91), «Премиум-95» (П-95) и «Супер-98» (С-98), в которых применяются марганцевые и другие антидетонаторы с малым содержанием свинца (концентрация не превышает 0,01 г/дм³). Цифра в маркировке этого бензина характеризует его октановое число, определенное исследовательским методом. Бензины подразделяются также на пять классов в зависимости от климатических условий районов использования, а также летних и зимних периодов.

Конструктивные факторы, влияющие на детонацию

1. Степень сжатия (рис. 5. 24).

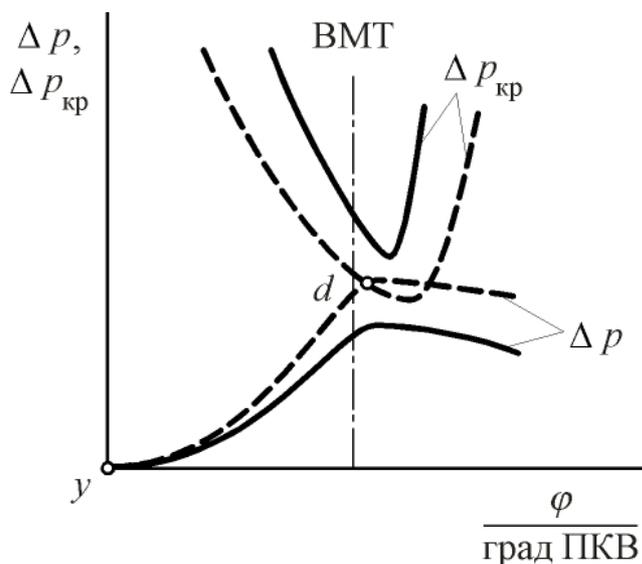


Рис. 5. 24. Изменение критического и фактического перепадов давления в волне сжатия при разных степенях сжатия:

- ε_1 — детонация отсутствует;
- - - $\varepsilon_2 > \varepsilon_1$ — двигатель детонирует

Увеличение степени сжатия повышает склонность двигателя к детонации, так как с повышением ε снижается $\Delta p_{кр}$, увеличивается скорость сгорания и увеличивается Δp .

2. Диаметр цилиндра (рис. 5. 25).

С увеличением диаметра цилиндра склонность двигателя к детонации повышается. При меньшем диаметре цилиндра: а) — сокращается время для образования суммарных волн сжатия, так как путь, пройденный пламенем, уменьшается; б) — уменьшается амплитуда волн сжатия вследствие потерь энергии из-за многократного отражения волны от стенок; в) — возрастает эффект охлаждения заряда от стенок.

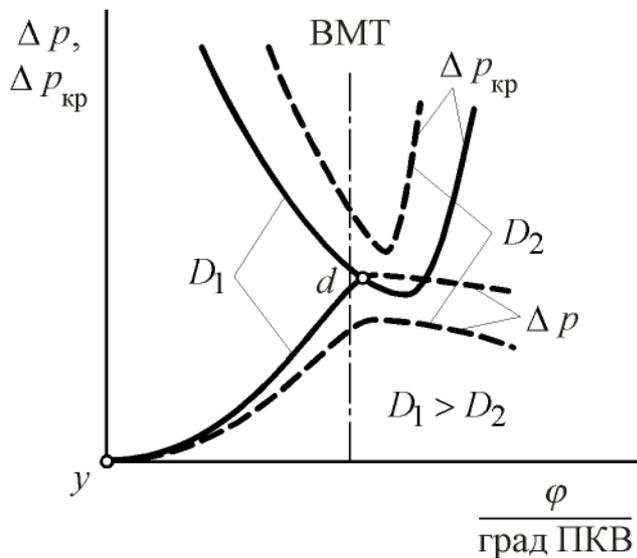


Рис. 5. 25. Влияние диаметра цилиндра на детонацию (d – момент возникновения детонации)

3. *Материал поршня и головки цилиндров.* Замена чугунного поршня поршнем из алюминиевого сплава позволяет повысить ε на 0,5...1 единиц. Объясняется это тем, что алюминиевые сплавы являются хорошими проводниками теплоты. Поэтому средняя температура головки поршня из алюминиевого сплава намного ниже температуры чугунного. Этот факт способствует хорошему охлаждению негоревшей части смеси.

Теплоотдача в тело поршня подчиняется соотношению

$$q = \alpha [t - t_n],$$

где α – коэффициент теплоотдачи от рабочего тела в стенки поршня; t, t_n – температура рабочего тела и стенок поршня соответственно.

И хотя α для поршня из алюминиевого сплава значительно меньше, чем для поршня, выполненного из чугуна, теплоотвод q в стенки чугунного поршня значительно меньше. Это объясняется тем, что $(t - t_{п.чуг}) < (t - t_{п.Ал})$.

Разность $t - t_{п.Ал}$ составляет примерно 200 градусов.

4. *Охлаждение выпускного клапана.* Температура выпускных клапанов в автомобильных двигателях с внешним смесеобразованием достигает 600...800 °С. Для понижения температуры клапаны охлаждают металлическим натрием. Благодаря этому температура головки клапана снижается примерно на 100 °С (так это было, например, в двигателе ЗИЛ-130, где с введением охлаждения удалось понизить температуру клапана на 100 °С). Введение охлаждения клапанов благоприятно сказывается на возможности повышения $\varepsilon_{пр}$. Кроме того, увеличивается примерно в 3 раза срок службы клапана.

5. *Форма камеры сгорания.* Для снижения вероятности возникновения детонации к форме камеры сгорания предъявляются следующие требования:

- путь, проходимый фронтом пламени, должен быть как можно короче, то есть, камера сгорания должна быть компактной;
- горючую смесь следует воспламенять в наиболее нагретой зоне камеры сгорания, например, около выпускного клапана;
- должно быть предусмотрено охлаждение смеси, сгорающей в последнюю очередь.

Время прохождения фронтом пламени камеры сгорания должно быть как можно меньше, чтобы концентрация гидроперекисей не успела возрасти до

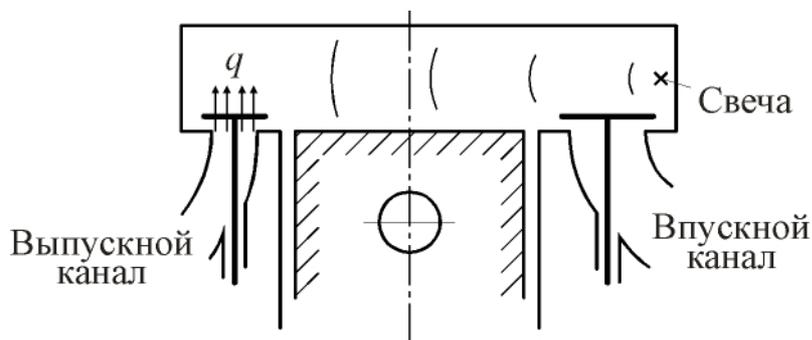


Рис. 5. 26. Схема камеры сгорания нерационального типа

критического значения. С этой целью свечу располагают ближе к центру камеры сгорания и в наиболее нагретой зоне камеры. Применение нескольких свечей зажигания, например, двух, также сокращает путь, который должно пройти пламя для завершения сгорания.

На рис. 5. 26 приведен пример неэффективной в конструктивном отношении камеры сгорания (так называемая Т-образная камера). В ней все названные требования не выполняются.

Плоскоовальная камера сгорания (рис. 5. 27) наиболее распространена в Европе. Она имеет хорошую антидетонационную характеристику, но отличается сравнительно невысоким коэффициентом наполнения.

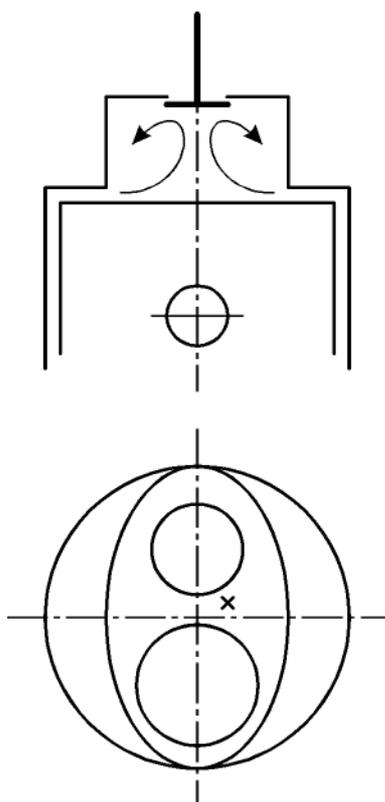


Рис. 5. 27. Плоскоовальная камера сгорания

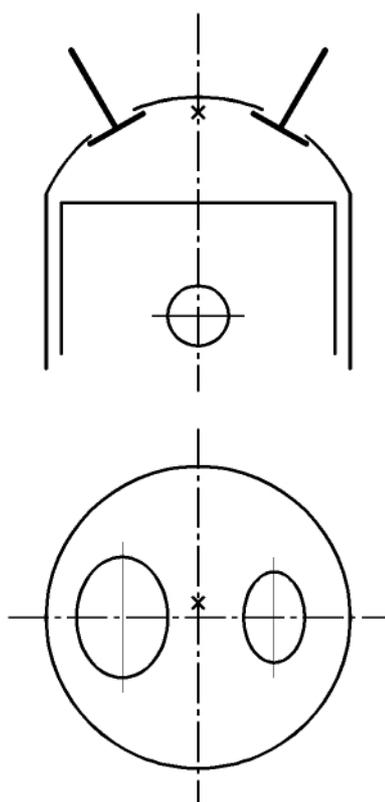


Рис. 5. 28. Полусферическая камера сгорания

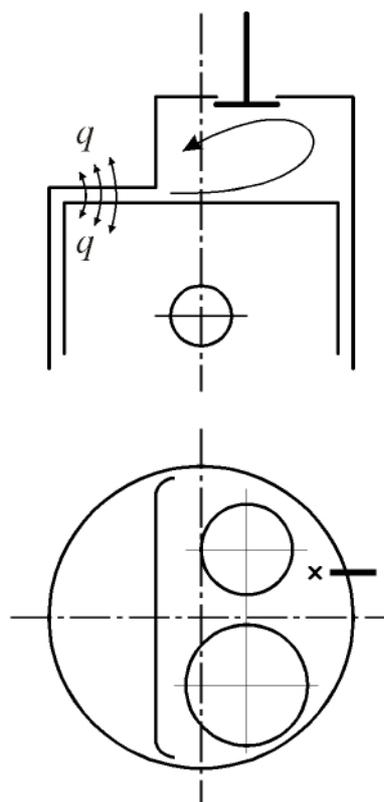


Рис. 5. 29. Цилиндрическая камера сгорания

Полусферическая камера сгорания (рис. 5. 28), позволяет получить высокий коэффициент наполнения и даёт возможность форсирования двигателя

по частоте вращения вала. Однако, имеется сложность привода клапанов газораспределения.

На рис. 5. 29 приведена конструктивная схема цилиндрической камеры сгорания с завихрителем.

На рис. 5. 30 показана шатровая камера сгорания с завихрителем и однорядным расположением клапанов, а на рис. 5. 31 – клиновая камера сгорания. При переходе от клиновой камеры сгорания к камере сгорания с осевым вихрем (рис. 5. 32), удалось снизить октановое число применяемого бензина на 4...5 единиц. Это позволило уменьшить степень сжатия с 11 до 10 и получить при этом хорошие результаты. В частности, значительно снизилась флуктуация процессов сгорания.

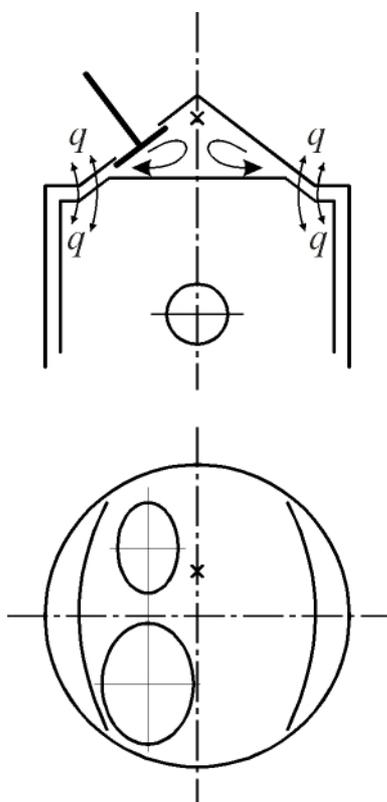


Рис. 5. 30. Шатровая камера сгорания с завихрителем

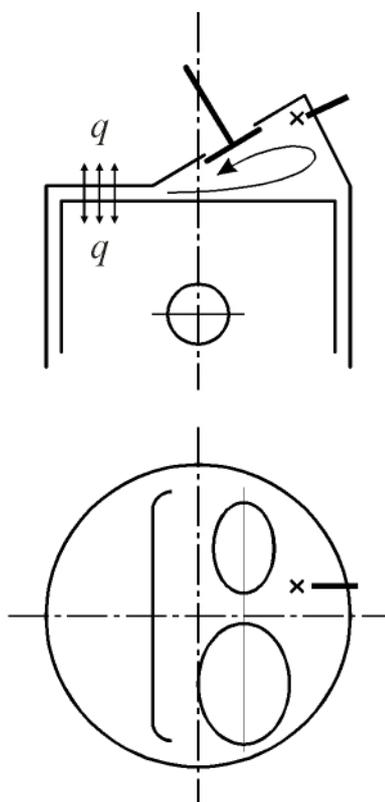


Рис. 5. 31. Клиновая камера сгорания

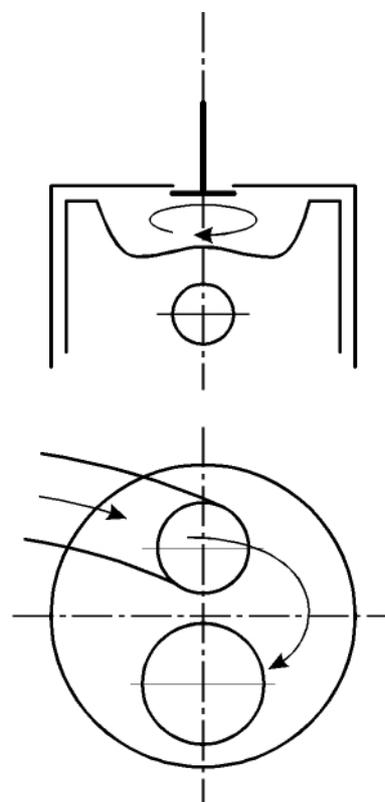


Рис. 5. 32. Камера сгорания с осевым вихрем

Известна камера сгорания с предкамерным форкамерно-факельным воспламенением горючей смеси (рис. 5. 33). В ней в основную камеру сгорания поступает бедная смесь, а в предкамеру – богатая. Свеча зажигания устанавливается в предкамеру. Факел пламени, возникший в предкамере, выходит в основную камеру сгорания и поджигает в ней бедную смесь. Это обеспечивает надёжное воспламенение и экономичное сжигание бедных смесей на частичных

нагрузках. В результате предельное значение коэффициента избытка воздуха может быть увеличено с 1,3...1,4 до 1,6...1,7. Предкамерное воспламенение даёт экономию расхода топлива на частичных нагрузках до 50 % (рис. 5. 34).

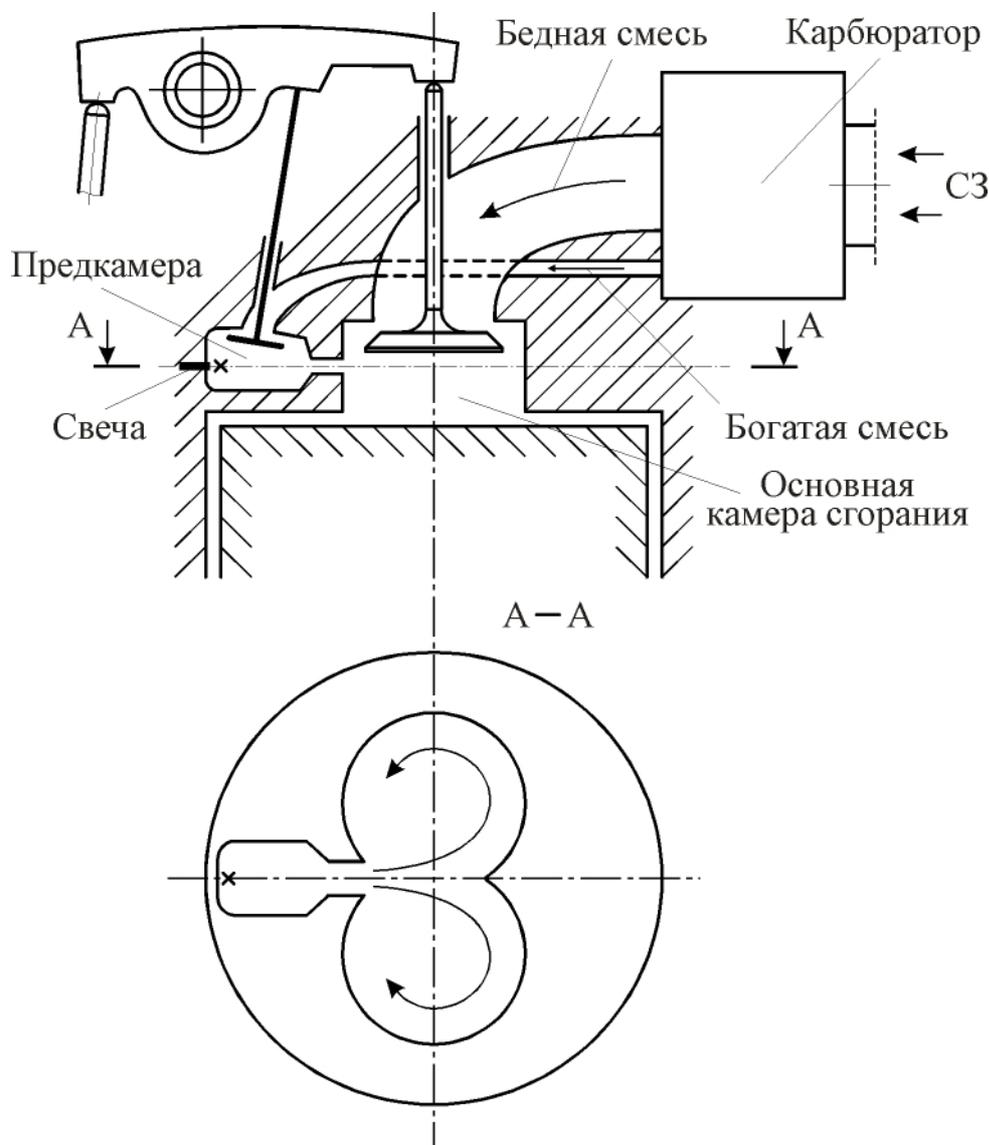


Рис. 5. 33. Камера сгорания с предкамерным форкамерно-факельным воспламенением

двигатели с впрыском топлива во впускной трубопровод получают всё большее распространение. Впрыскивание топлива может осуществляться различными методами: централизованное впрыскивание (подача топлива осуществляется одной форсункой) и распределённый впрыск, когда топливо подаётся во впускной трубопровод посредством нескольких форсунок, каждая из которых установлена в непосредственной близости от впускного патрубка соответствующего цилиндра.

7. *Впрыскивание воды.* Для уменьшения склонности двигателя к детонации может быть использовано впрыскивание воды в цилиндр. Недостаток этого

6. *Впрыскивание лёгкого топлива* во впускной трубопровод или цилиндр двигателя позволяет увеличить степень сжатия без опасности повышения склонности двигателя к детонации.

Впрыскивание топлива производится незадолго до воспламенения, и времени на окисление топлива отводится мало. Однако в этом случае усложняется топливоподающая аппаратура.

В настоящее время

метода в том, что в этом случае возникает необходимость в применении дополнительной системы подачи жидкости в цилиндр. Кроме того, поверхность камеры сгорания подвергается коррозии.

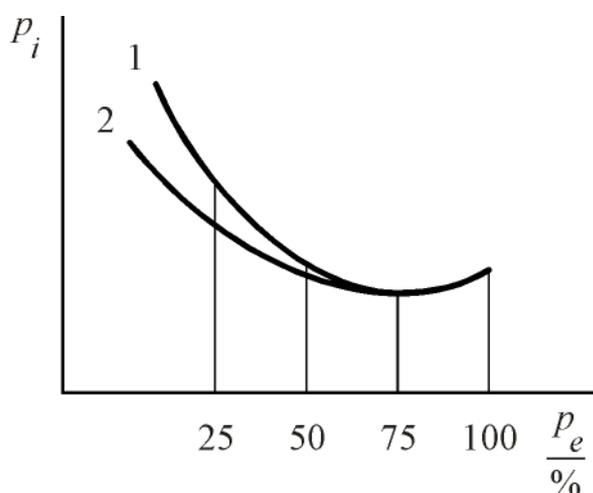


Рис. 5. 34. Влияние предкамерного воспламенения на расход топлива двигателя с внешним смесеобразованием:

- 1 – обычное воспламенение,
- 2 – предкамерное воспламенение

и, следовательно, мощность двигателя. Повышение мощности двигателя сопровождается увеличением механического КПД и, как следствие, – увеличением эффективного КПД и уменьшением эффективного удельного расхода топлива. Кроме того, впрыскивание позволяет оптимизировать смесеобразование в гораздо большей степени, за счет чего достигается улучшение экономичности и снижение уровня токсичности отработавших газов. Система впрыскивания бензина фирмы БОШ с электронным управлением позволила уменьшить расход топлива на 15 % на высоких нагрузках и на 40 % – на частичных. При впрыскивании можно получить более равномерный состав смеси по цилиндрам, что снижает вероятность появления детонирующих цилиндров и создает возможность повышения степени сжатия.

Как уже отмечалось, различают несколько типов систем впрыскивания топлива:

- по месту подвода топлива (централизованный одноточечный впрыск, распределенный впрыск, непосредственный впрыск в цилиндры);
- по способу подачи топлива (непрерывный впрыск во впускной трубопровод, прерывистый впрыск).

Применение систем централизованного одноточечного впрыскивания

5. 4. Пути улучшения процесса сгорания в двигателях с внешним смесеобразованием и воспламенением от электрической искры

Одним из основных направлений развития ДВС является применение **впрыскивания топлива** в сочетании с **расслоением заряда**. В 1995 году мировой выпуск автомобилей с искровым зажиганием и впрыскиванием топлива составил 76 %. Автомобилей с карбюраторными двигателями выпускалось всего лишь 10 %. Отсутствие карбюратора существенно увеличивает коэффициент наполнения

топлива целесообразно при переходе с карбюраторного смесеобразования на впрыскивание, так как при этом можно ограничиться минимальными конструктивными изменениями системы питания и смесеобразования.

Для систем с централизованным и распределённым впрыскиванием топлива актуальна задача совершенствования смесеобразования. Создание такой системы смесеобразования, которая обеспечивала бы своевременное получение однородной горючей смеси с высокой дисперсностью топлива перед поступлением смеси в цилиндр.

Одним из примеров решения такой задачи является устройство плёчно-вихревого смесеобразования, предложенное С. Г. Драгомировым [14]. Схема предложенного устройства приведена на рис. 5. 35. Основные элементы устройства названы в подрисуночной надписи.

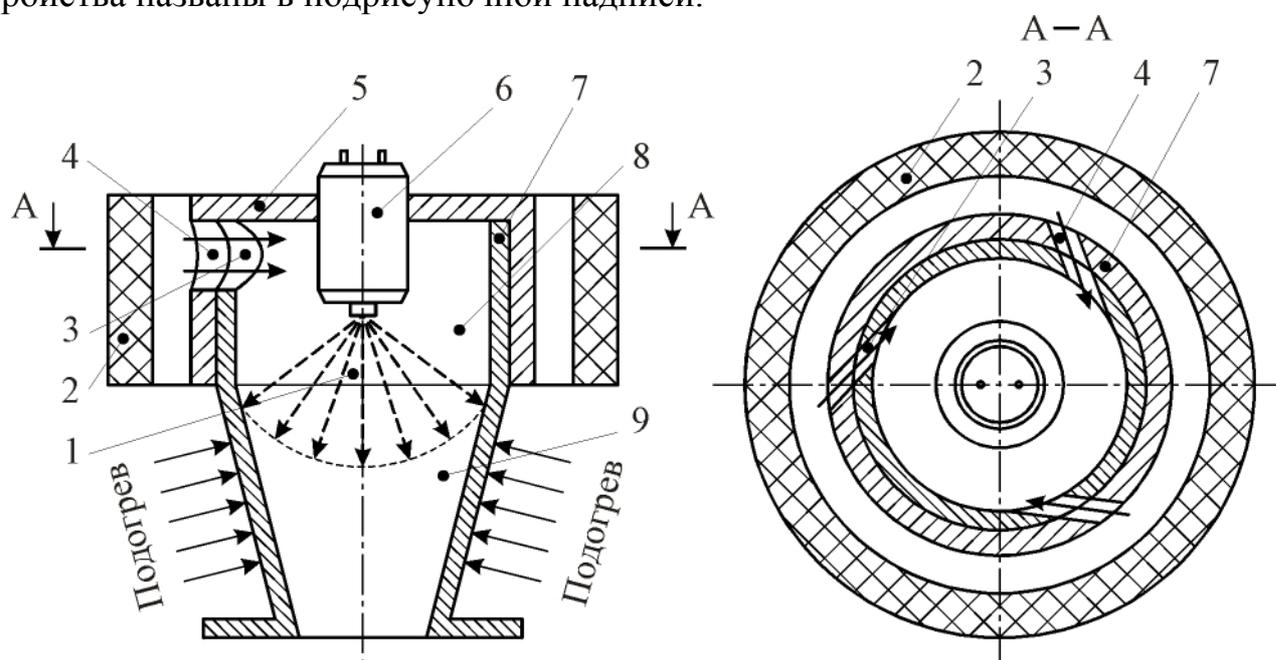


Рис. 5. 35. Схема плёчно-вихревого смесеобразования при впрыскивании топлива: 1 – смесительная камера; 2 – воздушный фильтр; 3 – тангенциальные входные каналы камеры; 4 – окна дросселирующего элемента; 5 – торцевая крышка смесительной камеры; 6 – форсунка электромагнитная; 7 – цилиндрический дросселирующий элемент; 8 и 9 – цилиндрическая и конфузорная части смесительной камеры соответственно

Воздушный заряд входит в смесительную камеру 1 через воздухоочиститель 2 и тангенциальные каналы 4 и 3 дросселирующего элемента 7 и стенки смесительной камеры 1 соответственно. При этом в смесительной камере создаётся тангенциальный вихрь, интенсивность которого можно регулировать поворотом дросселирующего элемента 7 относительно смесительной камеры 1.

Во вращающийся в смесительной камере воздушный вихрь производится впрыскивание топлива электромагнитной форсункой 6. Значительная часть поданного топлива оседает в виде плёнки на нагретой стенке конфузора 7.

В закрученном потоке достигается интенсификация смесеобразования, так как в таком потоке возникают значительные градиенты скоростей и давлений, что обеспечивает высокую турбулентность. Качество перемешивания топлива и воздуха возрастает.

Интенсификация смесеобразования при плёночном испарении топлива достигается также за счёт значительно большей поверхности контакта топлива и воздуха и за счёт большего располагаемого времени для испарения топлива, так как скорость движения плёнки значительно меньше. Испаряющееся топливо уносится воздушным потоком, не препятствуя прогреву плёнки. Образующиеся паровые пузырьки в топливной плёнке создают турбулизирующий эффект, обеспечивающий ускорение процесса испарения.

Наиболее перспективной является система непосредственного впрыскивания топлива в цилиндры двигателя, которая имеет наибольшие возможности для электронного управления топливоподачей и смесеобразованием в зависимости от многих параметров двигателя и эксплуатационных условий. Предполагается, что к 2007...2010 году половина бензиновых двигателей в мире будет выпускаться с впрыскиванием топлива в цилиндр.

На рис. 5. 36 приведена схема такой системы, которая в значительной мере аналогична системе питания дизелей. Однако, для неё характерны меньшие давления впрыскивания (3...3,8 МПа). На основании поступающей в электронный блок информации устанавливается цикловая подача топлива, соответствующая заданному режиму работы. Для режима средних нагрузок величина цикловой подачи соответствует получению стехиометрической (нормальной) смеси.

Существуют объединённые системы впрыскивания и зажигания [10], в которых процессы зажигания и смесеобразования оптимизируются совместно, что улучшает характеристики крутящего момента, расхода топлива, состава отработавших газов и т. д.

Расслоение заряда является одним из путей снижения токсичности отработавших газов при работе двигателя на частичных нагрузках путём обеднения смеси. Однако, при обеднении смеси ухудшаются условия её воспламенения. Это противоречие решается таким расслоением смеси, при котором в зоне свечи зажигания создается обогащённая смесь, которая хорошо воспламеняется, тогда как горючая смесь в целом остаётся обеднённой.

Для примера на рис. 5. 37 приведена схема расслоения заряда двигателя «Тексако».

Впрыскивание топлива производится форсункой в направлении свечи зажигания и воздушного вихря. По мере удаления от свечи смесь обедняется. Между электродами свечи создается стационарный факел пламени в течение всего периода впрыскивания. Сгорание завершается в результате турбулентного смешивания продуктов сгорания обогащенной смеси в этом факеле с заполняющим камеру сгорания чистым воздухом. Применение такой системы впрыскивания создаёт возможности для качественного регулирования мощности без дросселирования, что улучшает показатели двигателя.

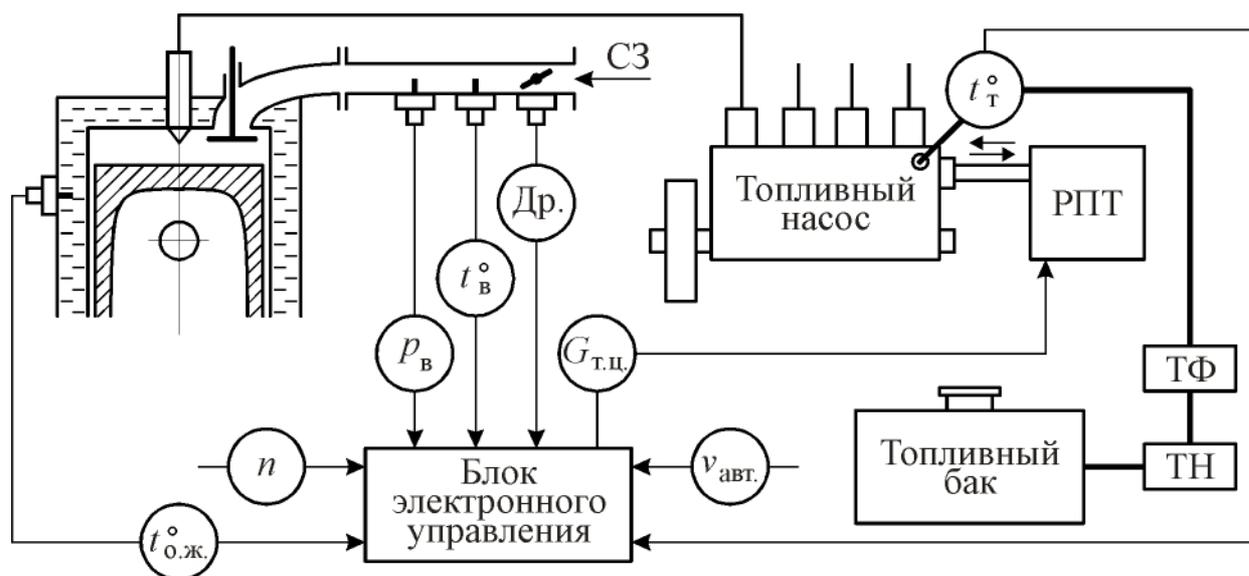


Рис. 5. 36. Схема системы впрыска топлива в цилиндр: РПТ – регулятор подачи топлива; ТФ – топливный фильтр; ТН – топливный насос; Д – сигнал от датчика положения дроссельной заслонки; t_T – сигнал от датчика температуры топлива; n – сигнал от датчика частоты вращения вала двигателя; $V_{авт.}$ – сигнал от датчика скорости автомобиля; $t_{о.ж.}$ – сигнал от датчика температуры охлаждающей жидкости; $p_{в.}$ – сигнал от датчика давления воздуха на впуске; $t_{в.}$ – сигнал от датчика температуры воздуха; $G_{т.ц.}$ – сигнал от датчика цикловой подачи топлива

Интенсификация электрического зажигания заключается в повышении энергии электрической искры. Это достигается применением полупроводниковых систем зажигания. При этом расширяются пределы возможного обеднения смеси, повышается надежность работы системы зажигания. Для повышения энергии искры применяются также многоэлектродные свечи, в которых осуществляется ступенчатый разряд. Это позволяет исключить перебои с воспламенением при малых нагрузках и на холостом ходу, а также улучшить экономичность двигателя. Применяются и плазменные воспламенители, в которых при

разряде конденсатора, заряженного до 900...1200 В, образуется сверхзвуковой поток плазмы в виде турбулентной струи, способной сжигать бедные смеси. Обнадеживающие результаты получены при использовании для зажигания тонко фокусированного лазерного луча.

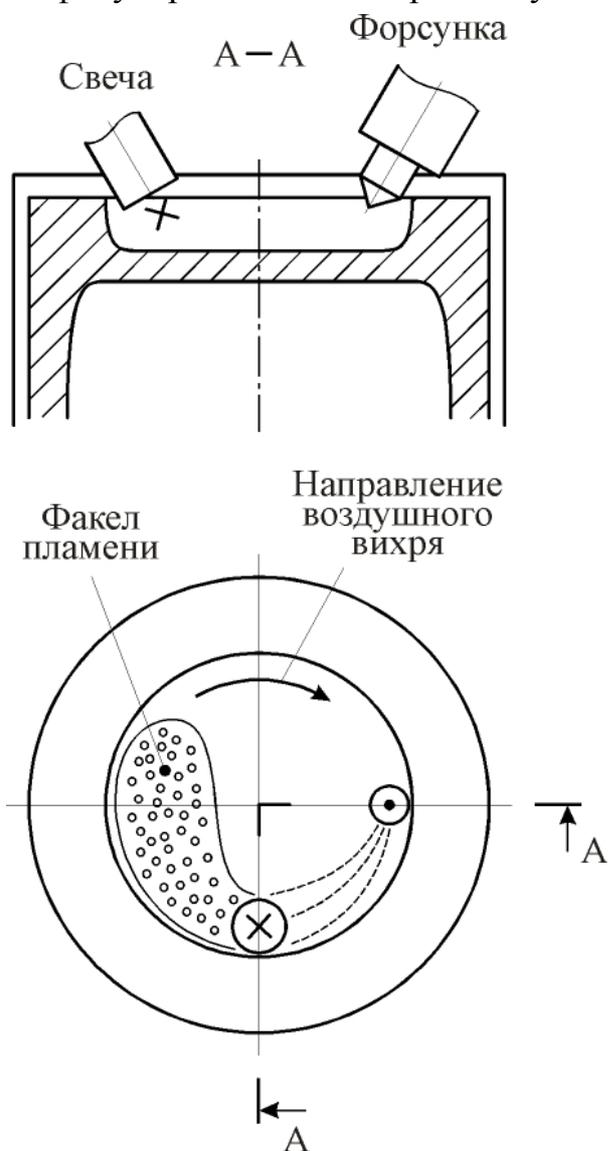


Рис. 5. 37. Схема расслоения заряда в двигателе «Тексако»

двигателей с внешним смесеобразованием (рис. 5. 38). При пользовании схемой изохорного сгорания допускают, что процесс сгорания начинается при положении поршня в ВМТ и протекает мгновенно при неизменном объёме рабочего тела ($V = \text{const}$), то есть, горение начинается и завершается в ВМТ. В отличие от идеального цикла методикой расчёта учитывается зависимость теплоёмкости от химического состава рабочего тела и от температуры, а также тепловые потери. Расчёт ведётся из условия сжигания одного кг топлива. Уравнение сгорания в общем виде можно записать следующим образом:

Повышение степени сжатия до 10...12 в сочетании с антидетонационными системами зажигания улучшает показатели двигателя. Эти системы оборудованы датчиком детонации (акселерометром), который при возникновении детонации вырабатывает сигнал на уменьшение угла опережения зажигания и (или) – на уменьшение давления наддува (в двигателях с наддувом).

Совершенствование процессов сгорания двигателей с воспламенением от электрической искры является многоплановой задачей, решаемой с использованием и других методов и средств, направленных на улучшение показателей ДВС.

5. 5. Модель изохорного сгорания. Расчёт процесса сгорания с изохорным подводом теплоты

Уравнение изохорного сгорания

Это уравнение применяется при упрощённом расчёте рабочего цикла

двигателей с внешним смесеобразованием (рис. 5. 38). При пользовании схемой изохорного сгорания допускают, что процесс сгорания начинается при положении поршня в ВМТ и протекает мгновенно при неизменном объёме рабочего тела ($V = \text{const}$), то есть, горение начинается и завершается в ВМТ. В отличие от идеального цикла методикой расчёта учитывается зависимость теплоёмкости от химического состава рабочего тела и от температуры, а также тепловые потери. Расчёт ведётся из условия сжигания одного кг топлива. Уравнение сгорания в общем виде можно записать следующим образом:

$$U_c + Q_{cz} = U_z, \quad (5.6)$$

где U_c – внутренняя энергия рабочего тела до сгорания;

Q_{cz} – количество теплоты, сообщаемое рабочему телу в течение процесса сгорания (на участке «с – z» индикаторной диаграммы);

U_z – внутренняя энергия рабочего тела после сгорания (в точке z).

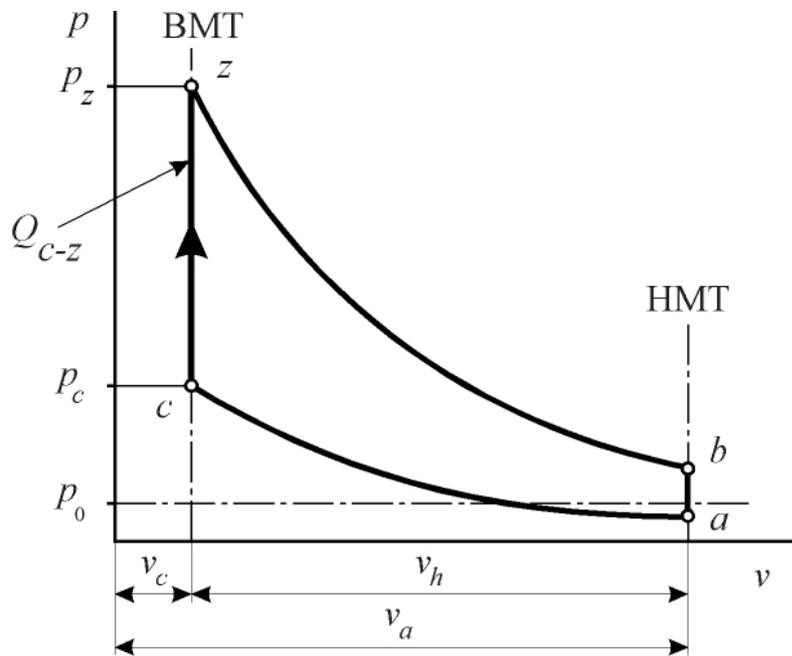


Рис. 5. 38. Схема индикаторной диаграммы цикла с изохорным сгоранием

Внутренняя энергия рабочего тела до сгорания определяется суммой внутренних энергий свежего заряда U_0 и остаточных газов U_r :

$$U_c = U_0 + U_r. \quad (5.7)$$

С учётом закона Джоуля

$$U_c = \mu C_{v0} M_0 T_c + \mu C_{vr} M_r T_c.$$

До значений температуры T_c можно полагать, что $\mu C_{v0} \approx \mu C_{vr}$.

Такое допущение даёт ошибку не более 0,1 %.

Учитывая это, уравнение (5.7) можно переписать в

следующем виде:

$$U_c = \mu C_{v0} (M_0 + M_r) T_c = \mu C_{v0} M_c T_c,$$

где M_c – число молей рабочего тела до сгорания (в точке С индикаторной диаграммы):

$$M_c = M_0 + M_r = M_0 + \gamma M_0 = M_0 (1 + \gamma) = \left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T} \right) (1 + \gamma).$$

Количество теплоты, сообщаемое рабочему телу в процессе сгорания, можно выразить через тепловой эффект реакции сгорания топлива соотношением

$$Q_{c-z} = \xi_z E,$$

где ξ_z – коэффициент использования теплоты; E – тепловой эффект реакции сгорания топлива.

Коэффициентом использования теплоты ξ_z учитываются потери теплоты, обусловленные неполнотой сгорания топлива; потери теплоты в стенки, вызванные теплопередачей; несоответствие принятой схемы сгорания действительной кинетике процесса и частичная диссоциация продуктов сгорания под

воздействием высоких температур. Для бензиновых двигателей принимают $\xi_z = 0,85 \dots 0,92$; для газовых – $0,8 \dots 0,85$.

Тепловой эффект реакции зависит от состава смеси. Если $\alpha \geq 1$, то тепловой эффект реакции равен низшей теплоте сгорания топлива, то есть, $E_{\alpha \geq 1} = H_u$, МДж/кг.

Низшая теплота сгорания топлива H_u – это то количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании одного кг топлива за вычетом теплоты образования водяных паров. Для бензина, лигроина и керосина $H_u = 44$ МДж/кг; для крекинг-бензина $H_u = 43,1$ МДж/кг.

Если $\alpha < 1$, то тепловой эффект реакции

$$E_{\alpha < 1} = H_u - \Delta H_u,$$

где ΔH_u – потеря теплотворности топлива от сгорания части углерода в оксид углерода

$$\Delta H_u = 4,13(1 - \alpha)L_0', \text{ МДж/кг.}$$

Для внутренней энергии рабочего тела в конце сгорания (точка z индикаторной диаграммы, см. рис. 5. 35) имеем

$$U_z = \mu C_{vz} M_z T_z.$$

После соответствующих подстановок уравнение сгорания (5. 6) примет вид

$$\mu C_{v0} M_c T_c + \xi_z E = \mu C_{vz} M_z T_z.$$

Поделив обе части уравнения на M_c , то есть, на число молей рабочего тела в конце процесса сжатия, получим окончательно

$$\mu C_{v0} T_c + \frac{\xi_z E}{(1 + \gamma) \left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T} \right)} = \beta_z \mu C_{vz} T_z. \quad (5. 8)$$

Это уравнение получило название уравнения изохорного сгорания (модели изохорного сгорания).

Определение температуры рабочего тела в конце изохорного сгорания

Величины, входящие в левую часть уравнения (5. 8), известны, если выполнено определение параметров состояния рабочего тела в процессах впуска и сжатия. Для упрощения записей обозначим левую часть уравнения сгорания через S_1 . Тогда (5. 8) переписывается следующим образом:

$$S_1 = \mu C_{v0} T_c + \frac{\xi_z E}{(1 + \gamma) \left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T} \right)}.$$

Теплоёмкость газов является функцией температуры. Обычно принимают, что теплоёмкость увеличивается с ростом температуры по линейному закону. Следовательно, как отмечалось ранее,

$$\mu C_{v0} = A_0 + B_0 T \text{ и } \mu C_{vz} = A_z + B_z T_z,$$

где A_0, B_0, A_z, B_z – соответствующие эмпирические коэффициенты, значения которых приведены в разд. 1. 2. После подстановки выражения для μC_{vz} в уравнение сгорания имеем

$$\beta(A_z + B_z T_z) T_z = S_1.$$

Таким образом, получили квадратное уравнение

$$\beta B_z T_z^2 + \beta A_z T_z - S_1 = 0,$$

или

$$T_z^2 + \frac{A_z}{B_z} T_z - \frac{S_1}{\beta B_z} = 0.$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$T_z = -\frac{A_z}{2B_z} \pm \sqrt{\left(\frac{A_z}{2B_z}\right)^2 + \frac{S_1}{\beta_z B_z}}. \quad (5.9)$$

Обычно температура рабочего тела в конце изохорного сгорания находится в пределах 2500...2800 К (применительно к режимам полных нагрузок).

Определение давления рабочего тела в конце изохорного сгорания

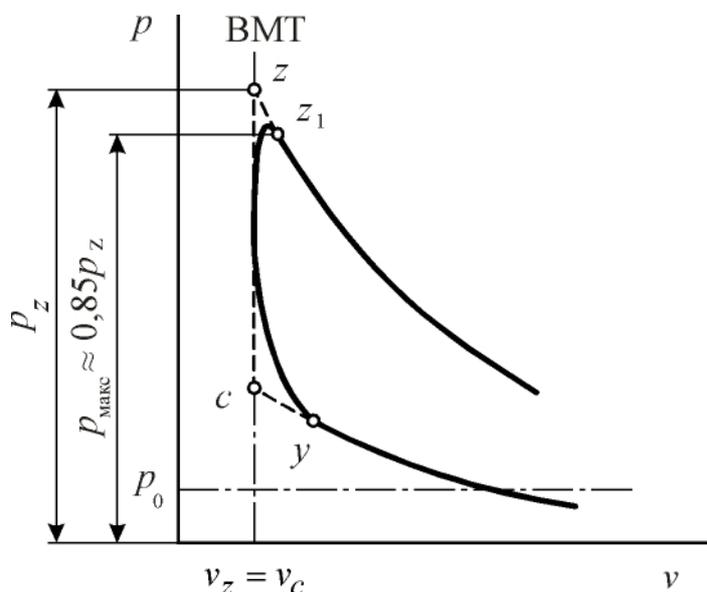


Рис. 5. 39. Схема скругления индикаторной диаграммы на участке изохорного сгорания

Определение давления может быть выполнено на основании уравнения состояния газов. Запишем это уравнение для начала (точка c) и конца (точка z) сгорания

$$p_c V_c = R M_c T_c,$$

$$p_z V_z = R M_z T_z,$$

откуда

$$p_z = \frac{M_z T_z}{M_c T_c} p_c = \beta \frac{T_z}{T_c} p_c.$$

Надо иметь в виду, что $M_c = M_0 + M_r$.

Для двигателей с внешним смесеобразованием $p_z \approx 3,0...4,5$ МН/м².

По величине давления рабочего тела в конце изохорного сгорания оценивают значение максимального давления рабочего тела. Для номинального режима работы двигателя максимальное давление принимают равным $0,85 p_z$, см. рис. 5. 39.

Примечание: при вычислениях, связанных с использованием уравнения изохорного сгорания и приведённых в разд. 1 эмпирических соотношений для теплоёмкостей рабочего тела, в частности, при определении S_1 , необходимо учитывать, что теплотворность топлива H_u и, соответственно, тепловой эффект реакции горения E , должны иметь размерность кДж/кг.

6. СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ И СГОРАНИЕ В ДИЗЕЛЯХ

Общие требования к процессу смесеобразования и сгорания

Процесс смесеобразования и сгорания в дизелях должен отвечать следующим основным требованиям:

1. Наиболее полное сгорание топлива на всех режимах работы двигателя, то есть, коэффициент выделения теплоты δ должен обеспечиваться как можно более высоким; (полнота сгорания определяется по содержанию сажи, которой должно быть не более $0,6 \text{ г/м}^3$);

2. Наилучшее использование кислорода воздуха имеет место при работе двигателя на режиме максимальной мощности ($\alpha_d \rightarrow 1$; $\omega_d = 1/\alpha_d \rightarrow 100 \%$);

3. Характер сгорания должен обеспечить реализацию как можно лучшей экономичности рабочего цикла при благоприятной динамике изменения давлений рабочего тела (сгорание должно быть «мягким»);

4. Лёгкий пуск при низких температурах;

5. Отсутствие осмоления при низких температурах, а также при работе двигателя вхолостую и на малых частотах вращения вала.

По характеру процесса смесеобразования и связанного с ним процесса сгорания можно говорить о трёх типах процессов смесеобразования: объёмном, плёночном и объёмно-плёночном. Практически в двигателях с самовоспламенением топлива реализуется смешанный тип смесеобразования.

6. 1. Объёмное смесеобразование

При объёмном смесеобразовании стремятся всё впрыскиваемое топливо мелко распылить и как можно равномернее распределить его по всему объёму камеры сгорания. В связи с этим в едином процессе такого способа смесеобразования выделим две существенные стороны: распыливание топлива и распределение его по объёму камеры сгорания

Распыливание топлива необходимо для увеличения суммарной поверхности капель распыленного топлива, что ускоряет их прогрев и испарение. При распыливании суммарная поверхность капелек распыленного топлива может в десятки раз превышать поверхность струи, вытекающей из соплового отверстия распылителя форсунки.

Вытекающая из сопла струя под действием начальных возмущений в канале сопла на выходе из него расчлняется на отдельные нити и капли и под

влиянием сил поверхностного натяжения, а также аэродинамического сопротивления сжатого в КС воздуха приобретает форму факела.

Геометрические параметры распыленной топливной струи (факела) поясняются рис. 6. 1. К ним относятся: длина (дальнобойность) струи L , ширина переднего фронта B , угол конуса δ , образующийся в результате втекания воздуха внутрь струи в процессе её развития. Структура струи неоднородна. Центральная часть (ядро) струи – жидкость. По мере удаления от центра струя всё больше насыщается воздухом. Наибольшее количество распыленного топлива сосредоточено в головной части струи и, конечно, на её периферийной поверхности.

Качество распыливания характеризуется мелкостью (средним диаметром) и однородностью капель.

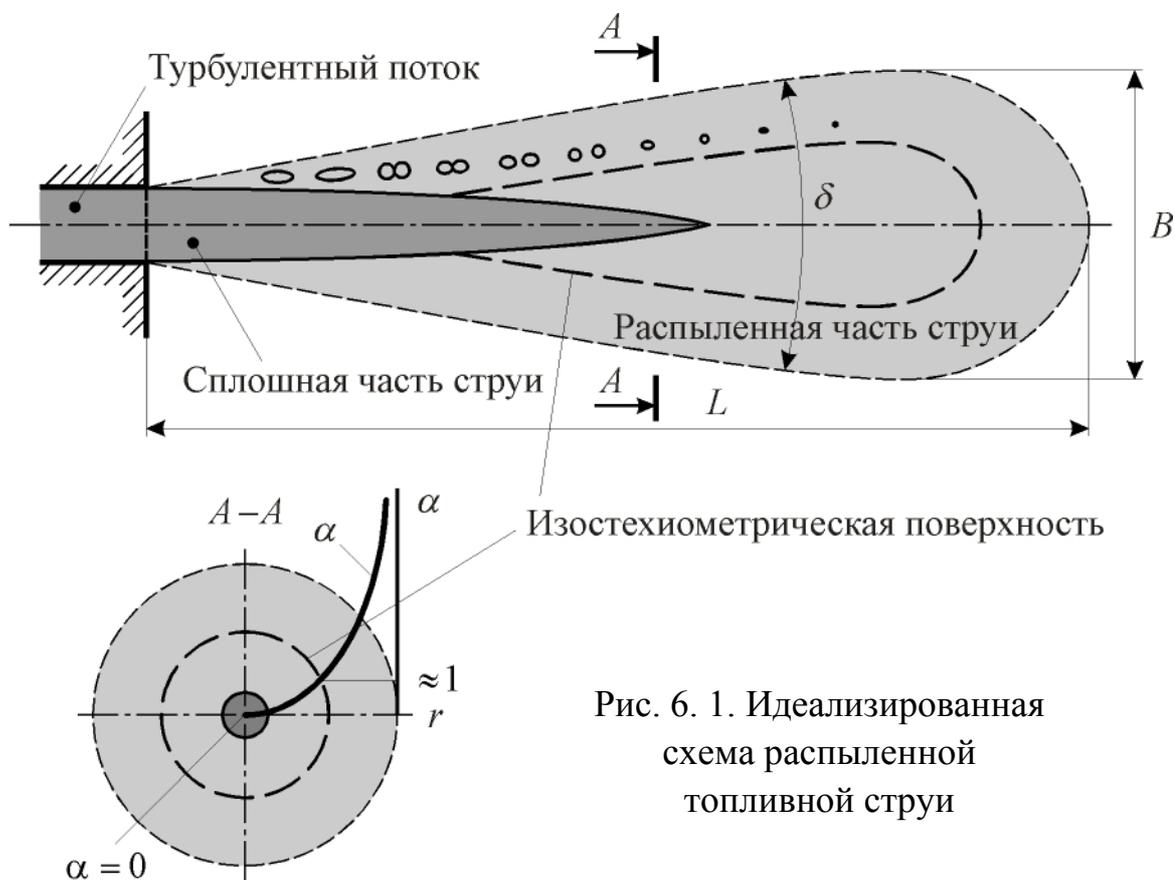


Рис. 6. 1. Идеализированная схема распыленной топливной струи

Соотношение топлива и воздуха по сечению струи не остаётся постоянным (см. сечение $A - A$ на рис. 6. 1).

Если в стержневой части (ядре) струи воздух отсутствует и, соответственно, $\alpha = 0$, то по мере увеличения радиуса (приближении к периферии) уменьшается концентрация топлива, и коэффициент избытка воздуха повышается. Можно полагать, что на внешней поверхности струи, точнее, в непосредственной близости от неё $\alpha = \infty$. На рис. 6. 1. характер изменения α по сечению

струи обозначен сплошной «жирной» линией. Учитывая названное обстоятельство, внутри распыленной части струи можно выделить поверхность, на которой соотношение между топливом и воздухом характеризуется $\alpha \approx 1,0$. Эту поверхность называют изостехиометрической поверхностью. На рис. 6. 1 она обозначена «жирным» пунктиром. С точки зрения качественного состава смеси на этой поверхности существуют благоприятные условия для формирования очагов горения, так как легко воспламеняются горючие смеси с α , несколько меньшим единицы. Здесь интересно обратить внимание как раз на то обстоятельство, что с точки зрения качественного состава смеси наиболее благоприятные условия возникают не на наружной поверхности струи, а внутри неё и, если учитывать характер распределения температур в распыленной струе, – в её головной части.

Оценка качества распыливания по среднему диаметру капель

Мелкость распыливания принято оценивать по среднему объёмному диаметру $d_{об}$ капель, который определяется из условия равенства числа и суммарного объёма капель истинного и среднего диаметров

$$\sum_1^n V_i = \frac{\pi d_{об}^3}{6} n,$$

откуда

$$d_{об} = \sqrt[3]{\frac{6 \sum_1^n V_i}{\pi n}}.$$

В записанных выражениях $\sum_1^n V_i$ – суммарный объём n капель истинного диаметра;

n – число капель распыленного топлива.

Средний объёмный диаметр используется для определения массы капель.

Средний диаметр капель по Заутеру d_3 находится из условий равенства суммарного объёма и суммарной поверхности капель истинного и среднего диаметров.

Математически это условие запишется следующим образом:

$$\frac{\sum_{i=1}^n V_i}{\sum_{i=1}^n F_i} = \frac{\pi d_3^3 n}{6\pi d_3^2 n},$$

или

$$\frac{\pi \sum d_i^3}{6\pi \sum d_i^2} = \frac{d_3}{6}.$$

Окончательно

$$d_3 = \frac{\sum d_i^3}{\sum d_i^2}.$$

Средний диаметр капель по Заутеру используется для оценки суммарной поверхности и массы капель при расчётах прогрева и испарения капель.

Однородность распыливания оценивается посредством сопоставления величин средних диаметров капель $d_{об}$ и d_3 . При неоднородном распыливании эти диаметры существенно различаются, и чем больше это различие, тем неоднороднее распыливание.

При отсутствии данных по средним диаметрам капель однородность распыливания может быть приближённо оценена по численным значениям предельных диаметров капель.

Характеристики распыливания

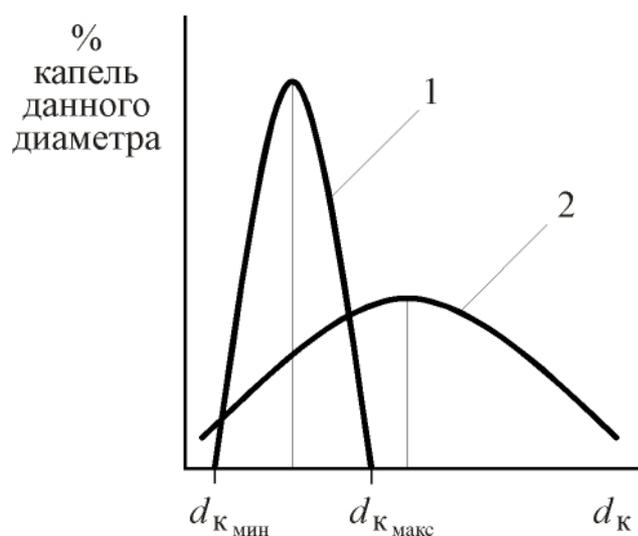


Рис. 6. 2. Пример характеристик распыливания

Как отмечено выше, распыливание топлива оценивается по двум факторам: по степени дисперсности (мелкости) и по однородности распыленного топлива. Критерием для определения степени дисперсности служит средний диаметр капелек распыленного топлива. Критерием для оценки однородности распыленного топлива могут служить пределы, между которыми находятся размеры диаметров капель распыленного топлива. Особенно наглядно и удобно результаты распыливания топлива оцениваются по так называемым характеристикам распы-

ливания (рис. 6. 2). Эти характеристики представляют собой кривые распределения капелек топлива по их диаметрам.

Площади под характеристиками 1 и 2 одинаковы по величине.

При этом необходимо принимать во внимание следующие правила:

1. Чем ближе максимум характеристики распыливания расположен к оси ординат, тем выше степень дисперсности распыленного топлива;
2. Чем меньше разность предельных диаметров капель ($d_{\text{кмакс}} - d_{\text{кмин}}$), то есть, чем круче ветви характеристики, тем равномернее распылено топливо.

Влияние различных факторов на распыливание топлива

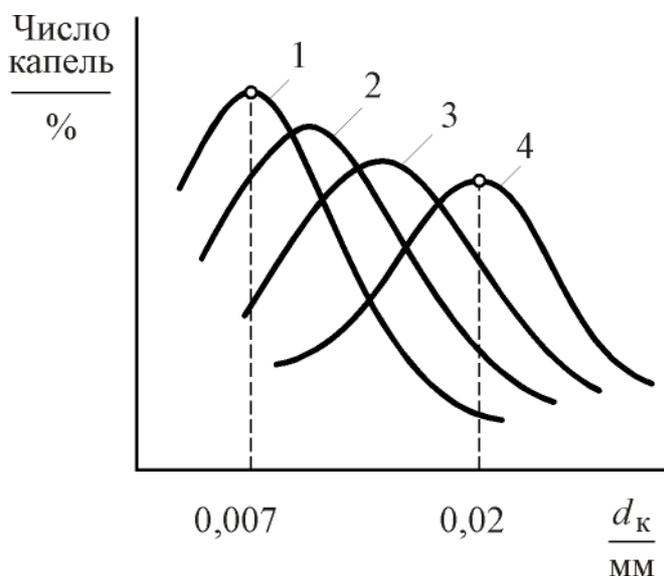


Рис. 6. 3. Влияние давления впрыска на характеристику распыливания:
1, 2, 3 – протекание характеристики распыливания при давлениях впрыскивания 35, 28, 22 и 15 МПа соответственно

Давление впрыскивания – основной фактор (рис 6. 3). Чем выше давление впрыскивания, тем выше дисперсность (мелкость) распыливания.

Характер изменения давления топлива в работающей форсунке иллюстрируется рис. 6. 4.

Отмеченным на рисунке точкам d_1 и d_2 соответствуют моменты подъёма и посадки иглы распылителя форсунки с седла корпуса. Как правило давление, при котором игла распылителя садится в седло (точка d_2), существенно ниже давления начала впрыскивания. После открытия (подъёма иглы распылителя) форсунки и начала истечения давление топлива несколько уменьшается.

Однако, форсунка открывается (подъём иглы продолжается) вследствие увеличения эффективной площади иглы форсунки, на которую воздействует давление топлива, см. схему на рис. 6. 5.

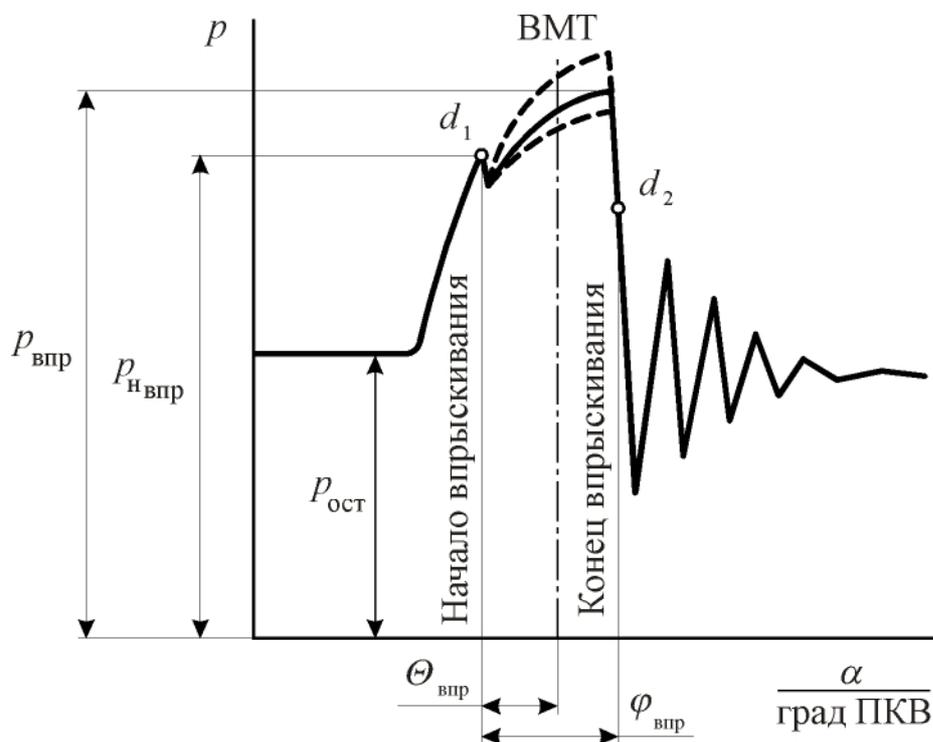


Рис. 6. 4. Типичная диаграмма давления топлива в работающей форсунке:
 $\theta_{\text{впр}}$ – угол опережения впрыскивания; $\varphi_{\text{впр}}$ – продолжительность
 впрыскивания

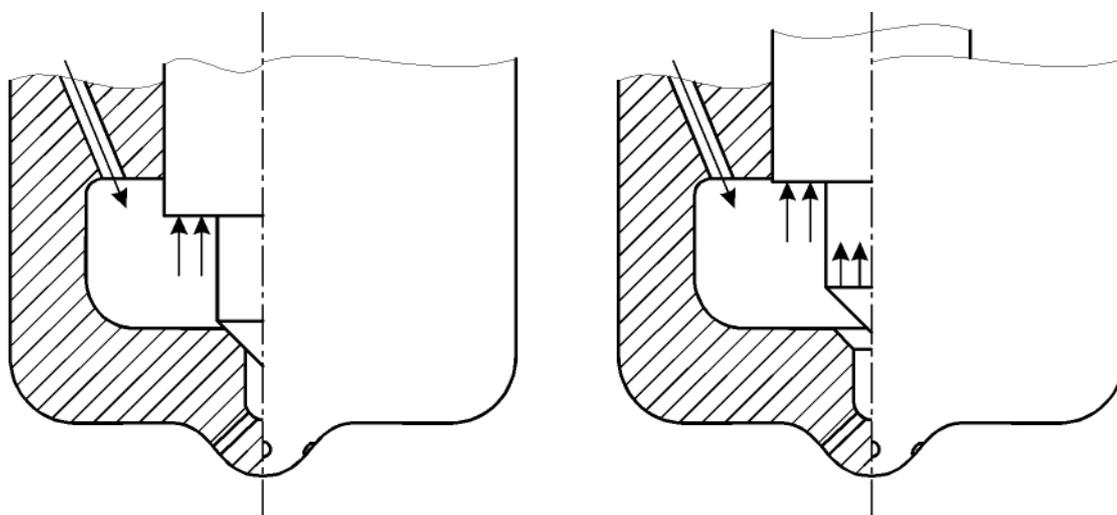


Рис. 6. 5. Схема распределения давлений при открытии иглы форсунки

В современных дизелях применяют $p_{\text{впр}} = 12 \dots 50$ и более (до 150) МПа. В многодырчатых форсунках диаметр сопла d_c находится в пределах 0,15...0,4 мм; в штифтовых форсунках ширина кольцевой щели находится в пределах от 0,02 до 0,08 мм при $d_c \approx 1,0$ мм.

Диаметр сопла. Влияние диаметра сопла, см. рис. 6. 6, проверяется при разном числе сопловых отверстий, но при одинаковой величине суммарного

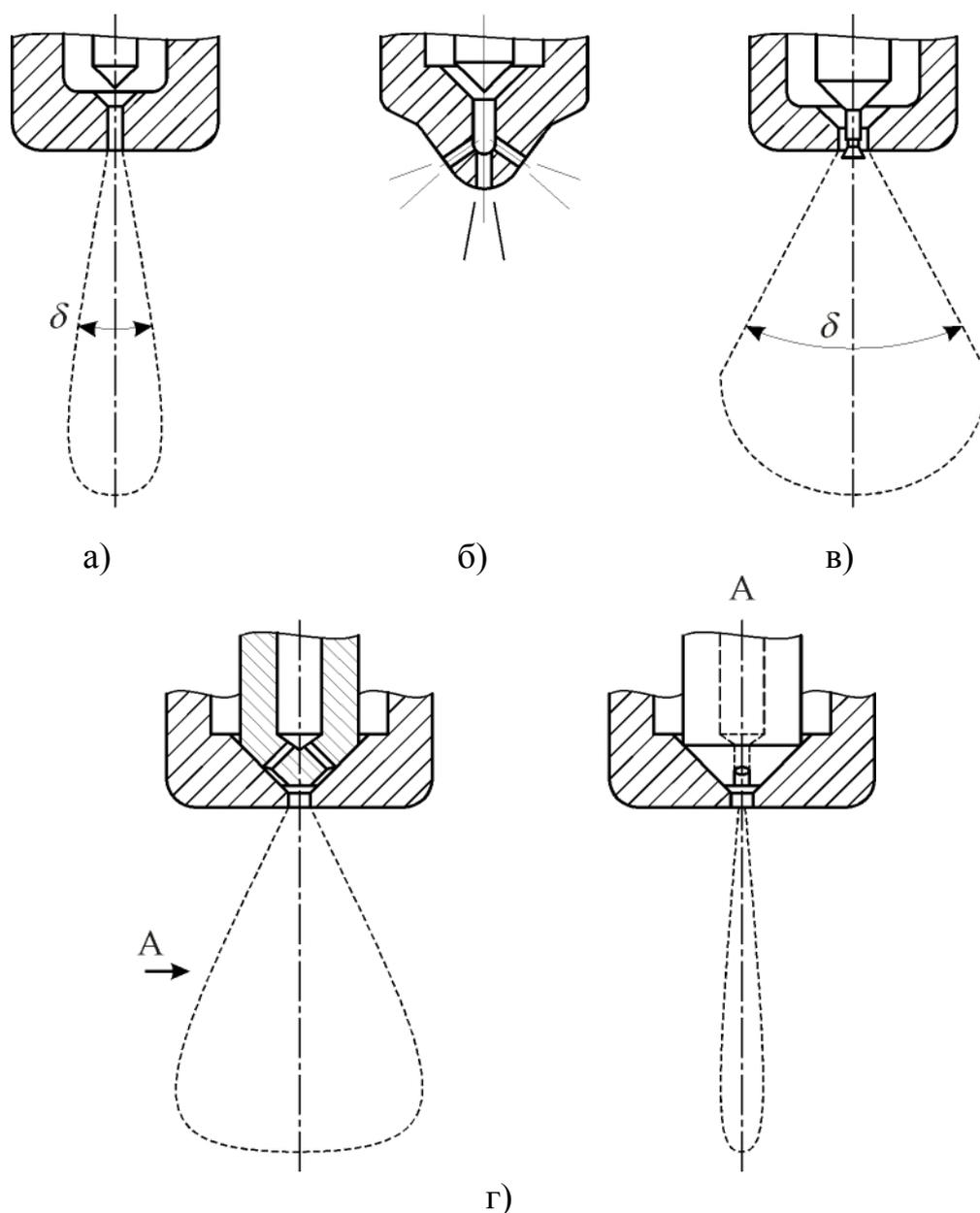


Рис. 6. 7. Формы топливных струй

Дальнобойность (глубина проникновения) топливной струи оказывает большое влияние на распределение топлива по камере сгорания. Глубина проникновения струи должна быть такой, чтобы её вершина почти достигала стенки камеры сгорания для лучшего использования воздуха. При этом желательно, чтобы сгорание капелек топлива заканчивалось около стенки. Перемещение вершины струи зависит от времени, см. рис. 6. 8.

Скорость вершины струи постепенно уменьшается вследствие роста аэродинамического сопротивления воздуха. На дальность струи основное влияние оказывают давление впрыскивания (рис. 6. 8), диаметр сопловых отверстий и частота вращения вала топливного насоса.

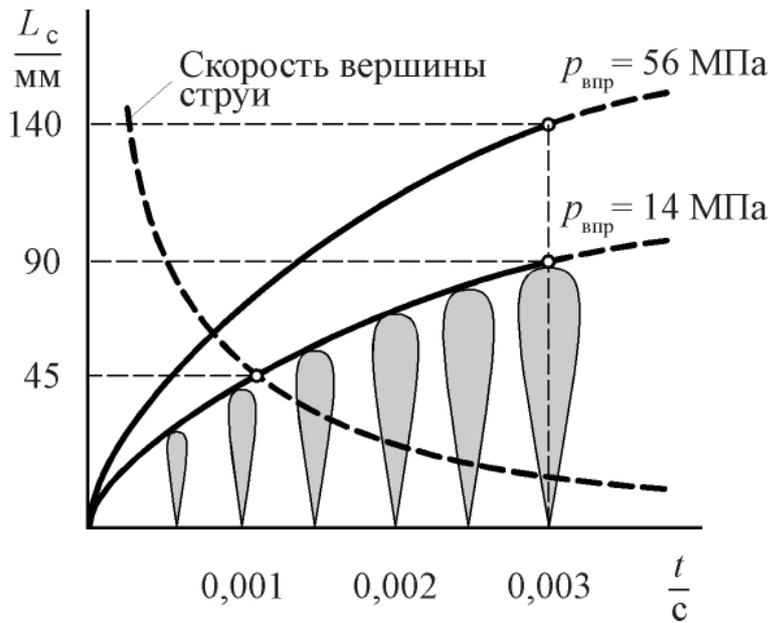


Рис. 6. 8. Влияние давления впрыскивания на дальность топливной струи

Дальностью топливной струи за определенный промежуток времени (0,001 с) характеризуется линейной зависимостью от частоты вращения вала топливного насоса, рис. 6. 10.

С увеличением давления впрыскивания дальность струи возрастает. С ростом диаметра сопловых отверстий струя становится компактнее, и её дальность увеличивается, рис. 6. 9.

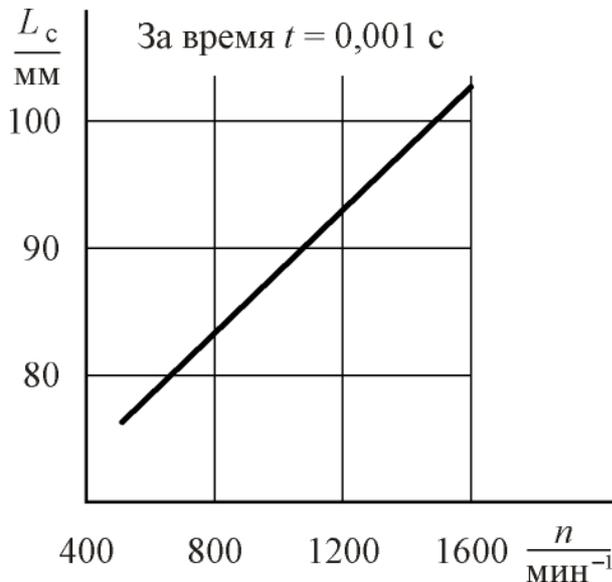


Рис. 6. 10. Влияние частоты вращения вала топливного насоса на дальность топливной струи

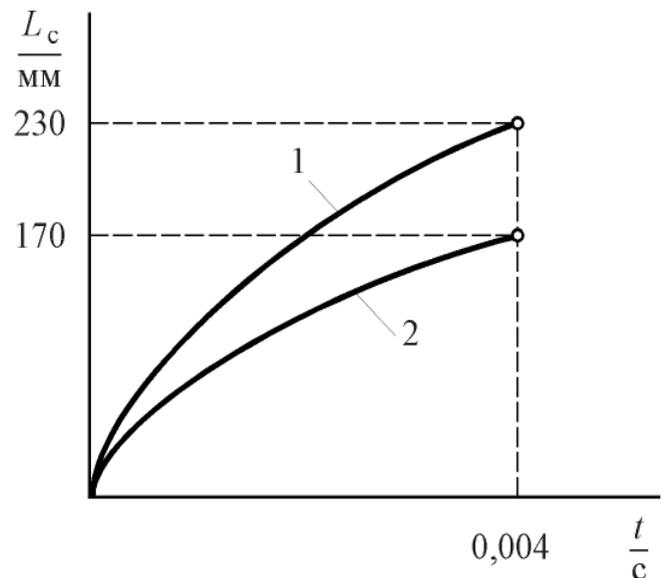


Рис. 6. 9. Влияние диаметра соплового отверстия форсунки на дальность струи ($p_{\text{впр}} = 30$ МПа): 1 – для $d_c = 0,8$ мм; 2 для $d_c = 0,4$ мм

Завихривание воздушного заряда. Рассмотрим влияние завихривания воздушного заряда на распределение капелек топлива по объёму камеры сгорания на примерах камер сгорания ДВС со встречно движущимися поршнями и двигателей типа «Рикардо».

В камере сгорания первого типа воздушный заряд имеет вращательное движение, создаваемое при поступлении его в цилиндр в процессе продувки, рис. 6. 11. По мере приближения противоположно движущихся поршней к точке минимального объема производится впрыскивание топлива через четыре форсунки.

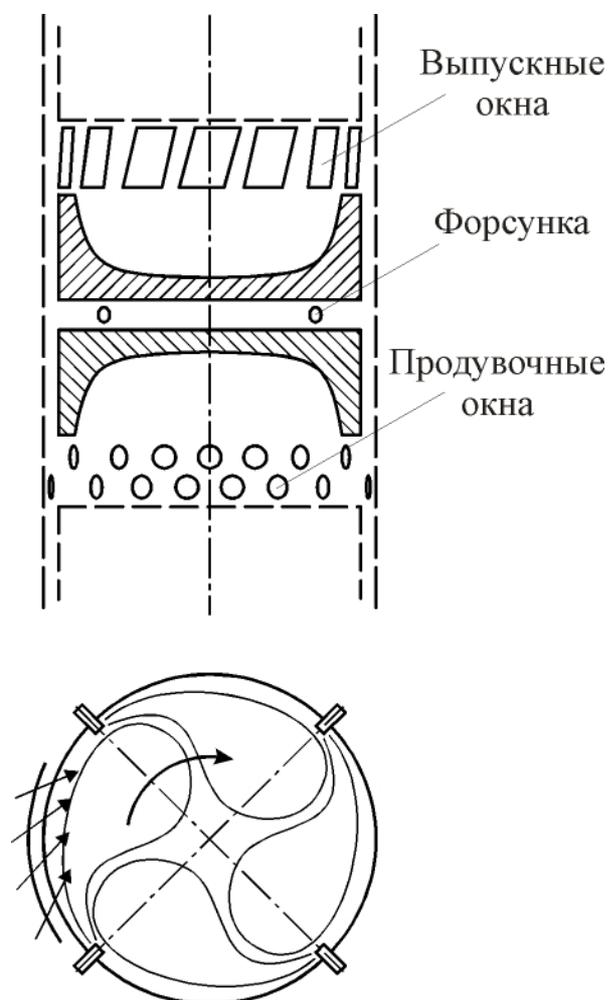


Рис. 6. 11. Вихреобразование в камере сгорания двигателя со встречно движущимися поршнями

Воздух совершает вращательное движение в КС.

Для оценки интенсивности вихревого движения используют вихревое отношение, представляющим собой частное от деления числа оборотов вихря на число оборотов вала двигателя, то есть, $n_{\text{вихря}}/n$. Исследования показывают, что существует оптимальное вихревое отношение, при котором двигатель достигает наибольшей мощности при наилучшей экономичности. Для названного двигателя оптимальная величина вихревого отношения равна примерно 10, рис.6. 13.

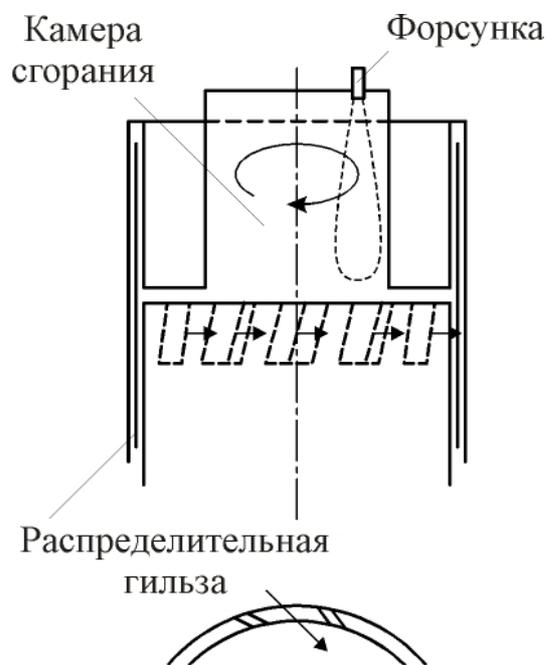


Рис. 6. 12. Схема организации движения воздушного заряда в камере сгорания типа «Рикардо»

В камере сгорания типа «Рикардо» (рис. 6. 12) смесеобразование улучшается посредством так называемого гильзового газораспределения. Распределительная гильза совершает поступательно-вращательное движение, в результате чего достигаются оптимальные фазы процессов выпуска и наполнения.

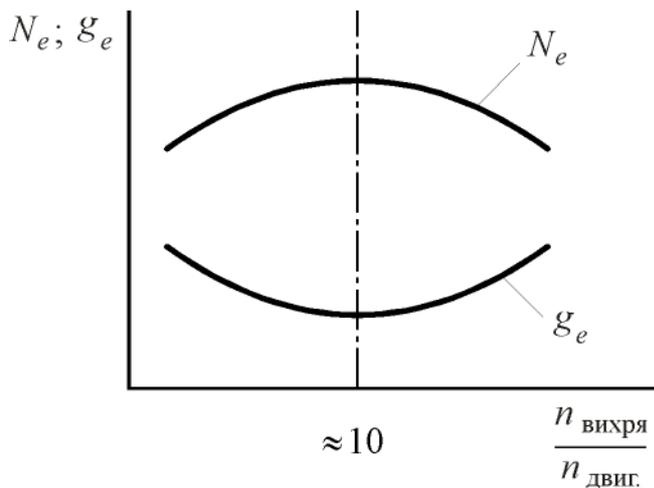


Рис. 6. 13. Влияние вихревого отношения на параметры двигателя

Это объясняется тем, что за время впрыскивания (продолжительность впрыскивания составляет 34 град ПКВ) воздух в камере сгорания делает полный оборот ($34^0 \times 10 = 340^0 \approx 360^0$).

Для определения необходимой интенсивности вращения воздушного вихря вокруг оси цилиндра при любом числе сопловых отверстий распылителя, расположенного в центре камеры сгорания, существует правило: за период (угол ПКВ) продолжительности впрыскивания воз-

душный вихрь должен повернуться на угол между топливными струями. Это правило позволяет ориентировочно определить необходимое вихревое отношение. Так, при числе сопловых отверстий $i_c = 4$ (рис. 6. 14) и продолжительности впрыскивания $\varphi_{впр} = 35$ град ПКВ вихревое отношение должно быть равным

$$\frac{n_{вих}}{n} = \frac{360}{i_c \cdot \varphi_{впр}} = \frac{360}{4 \cdot 35} = 2,6 \approx 3,$$

где

$$\frac{360}{i_c} = \varphi_{вихря} -$$

угол поворота (путь) вихря между сопловыми отверстиями.

Чем меньше число сопловых отверстий, тем более интенсивным должен быть вихрь.

Таким образом, правильное согласование продолжительности впрыскивания топлива с интенсивностью завихривания воздуха имеет большое значение. Воздушные вихри могут быть созданы применением заширмленных клапанов (рис. 6. 15), а также использованием тангенциальных и винтовых впускных каналов.

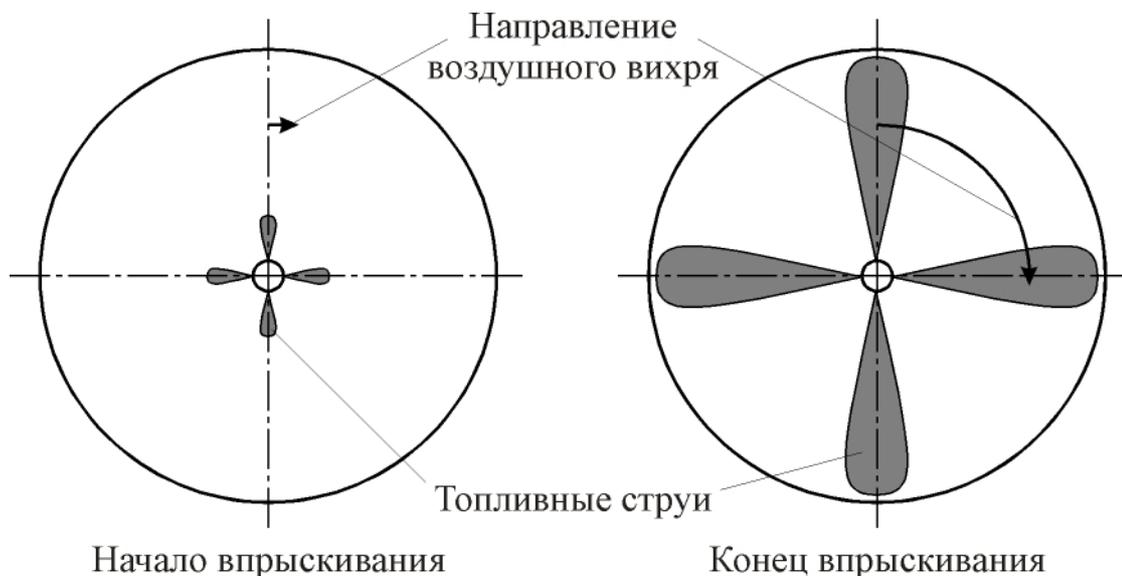


Рис. 6. 14. Согласование интенсивности вихря с числом сопловых отверстий распылителя форсунки ($i_c = 4$)

6. 2. Плёночное смесеобразование

Опыт создания КС с объёмным смесеобразованием показал, что при идеальной реализации условий объёмного смесеобразования двигатель работает жёстко, с высокими $p_{\text{макс}}$. Кроме того, работа часто сопровождается дымным выпуском.

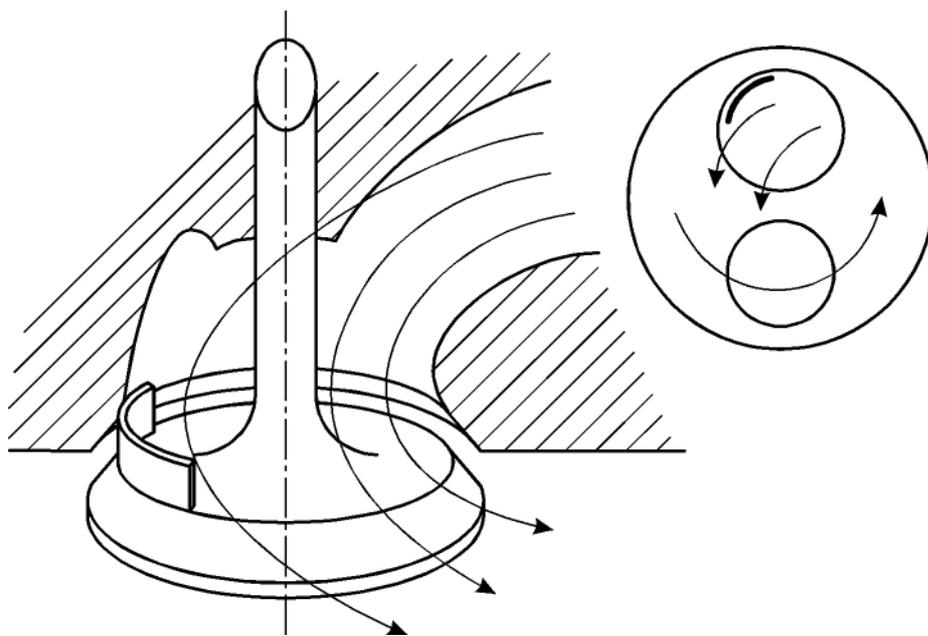


Рис. 6. 15. Схема организации воздушного вихря при помощи заширмленного впускного клапана

При плёночном смесеобразовании топливо впрыскивается на стенку камеры сгорания по направлению воздушного вихря. При этом в объёме камеры распыливается, по данным Мойрера, не более 5%. Топливо растекается по поверхности камеры сгорания в виде плёнки, распространению которой способствует воздушный вихрь.

Температура поверхности стенки камеры достигает 340°C , в результате чего плёнка нагревается, происходит послойное испарение топлива с её поверхности, смешивание с воздухом, воспламенение и сгорание, рис. 6. 16. После воспламенения испарению способствует лучистая энергия пламени.



Рис. 6. 16. Схема плёночного смесеобразования и сгорания

Можно различными способами воздействовать на скорость испарения, смешивания и сгорания с целью обеспечения оптимального протекания процесса тепловыделения.

Температура «холодного» воздуха в камере сгорания перед воспламенением в двигателях без наддува находится в пределах $500\dots600^{\circ}\text{C}$, а в наддувных – $700\dots800^{\circ}\text{C}$.

Теория смесеобразования в камере сгорания с круговым движением воздуха, как это имеет место и при плёночном смесеобразовании, более подробно изложена в разделе 6. 4.

6. 3. Воспламенение и сгорание в дизелях

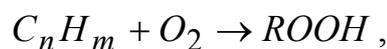
Воспламенение может произойти лишь в тех зонах, где пары топлива образуют с воздухом горючую смесь, находящуюся в пределах воспламеняемости (горючести). Очевидно, что зона необходимой концентрации топлива в смеси может образоваться лишь в тех областях камеры сгорания, где образуются пары впрыснутого и распыленного топлива. Эта зона всегда будет находиться где-то между ядром струи или топливной пленки и областью перехода смеси в воздух.

Кинематографирование пространства камер сгорания в дизелях показывает, что начальные очаги самовоспламенения почти всегда локализовано вблизи внешних границ головной части распыленной топливной струи. Как правило, число таких очагов не меньше, чем число топливных струй. От этих очагов пламя быстро распространяется сначала по объёму, охваченному топливными струями, а затем, по мере смешивания распыленного, испарившегося и горящего топлива с воздухом, по всей камере сгорания.

Необходимо отметить, что в дизелях, в отличие от бензиновых двигателей, предел воспламеняемости по среднему составу смеси значительно шире, и воспламенение топлива происходит при более высоком среднем численном значении коэффициента избытка воздуха (вплоть до $\alpha \approx 6 \dots 8$), так как в пространстве, охваченном распыленной струей, всегда найдутся зоны с благоприятным для самовоспламенения составом смеси ($\alpha \approx 0,9 \dots 1,0$).

Процесс самовоспламенения

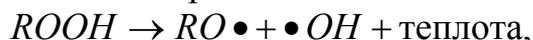
Процесс самовоспламенения (инициирование реакции) можно объяснить следующей теорией (цепная теория). Часть молекул топлива под влиянием повышенной температуры и плотности воздуха вступает в соединение с молекулами кислорода, образуя перенасыщенные кислородные соединения, так называемые гидроперекиси



где $ROOH$ – общая формула гидроперекисей.

Эти соединения устойчивы лишь в узких пределах температур и плотностей. Вне этих пределов перекиси распадаются с освобождением больших количеств теплоты и образованием свободных радикалов (осколков молекул) и атомов.

Расщепление $ROOH$ легко происходит по связи $O - O$



где $RO \bullet$ – алкоксильный радикал.

Распад гидроперекисей при критических значениях температуры и давления приводит к образованию начальных активных центров, свободных радикалов и атомов, которые начинают цепную реакцию. Распад гидроперекисей, то есть, собственно воспламенение, происходит практически мгновенно.

Для воспламенения топлива в дизелях его необходимо нагреть до температуры самовоспламенения. Температурой самовоспламенения топлива называется низшая температура, при которой происходит воспламенение топлива без помощи какого-либо специального внешнего источника зажигания (постороннее пламя, раскалённое тело, электрическая искра и т. д.).

Температура самовоспламенения зависит от вида топлива, рода и плотности окислителя (рис. 6. 17).

Для осуществления самовоспламенения требуется некоторое время. Период от начала впрыскивания топлива в камеру сгорания до момента его самовоспламенения называется **периодом задержки воспламенения**. Приблизительно принято считать началом процесса сгорания в дизеле момент отрыва линии сгорания от линии сжатия индикаторной диаграммы.

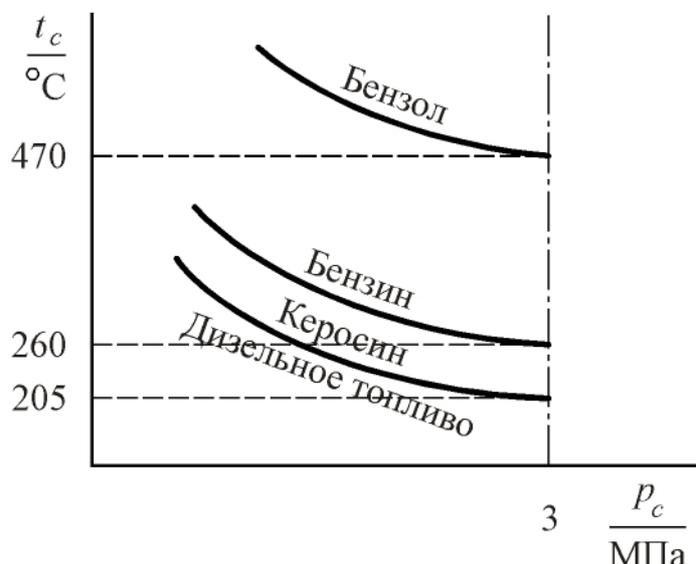


Рис. 6. 17. Зависимость температуры самовоспламенения от вида топлива и давления среды

Период задержки воспламенения

Время задержки воспламенения в дизеле имеет большое значение для последующего сгорания топлива, особенно при объёмном смесеобразовании. На рис 6. 18 показана индикаторная диаграмма при относительно небольшом периоде задержки самовоспламенения φ_c , а на рис. 6. 19 – при существенно большем φ_c .

Особенностью второй диаграммы является резкий подъём линии видимого сгорания $y - z_p$ и высокое максимальное давление цикла p_{\max} . Для такой диаграммы характерна «жёсткая» и шумная работа двигателя. «Жёсткая» работа вызывается большой быстротой нарастания давления. Количественно средняя быстрота нарастания давления w_p выражается отношением

$$w_p = \frac{p_{\max} - p_y}{\varphi_p}, \text{ МПа/град ПКВ.}$$

Максимальная быстрота нарастания давления

$$w_{p\max} = \left(\frac{dp}{d\alpha} \right)_{\max} = \text{tg} \gamma.$$

Условно можно считать работу дизеля «мягкой», если $w_{p\max} < 0,5$ МПа/град ПКВ.

Скачок быстроты нарастания давления в момент воспламенения

$$\Delta w_p = \left(\frac{dp}{d\alpha} \right)_{\text{сг}} - \left(\frac{dp}{d\alpha} \right)_{\text{сж}}.$$

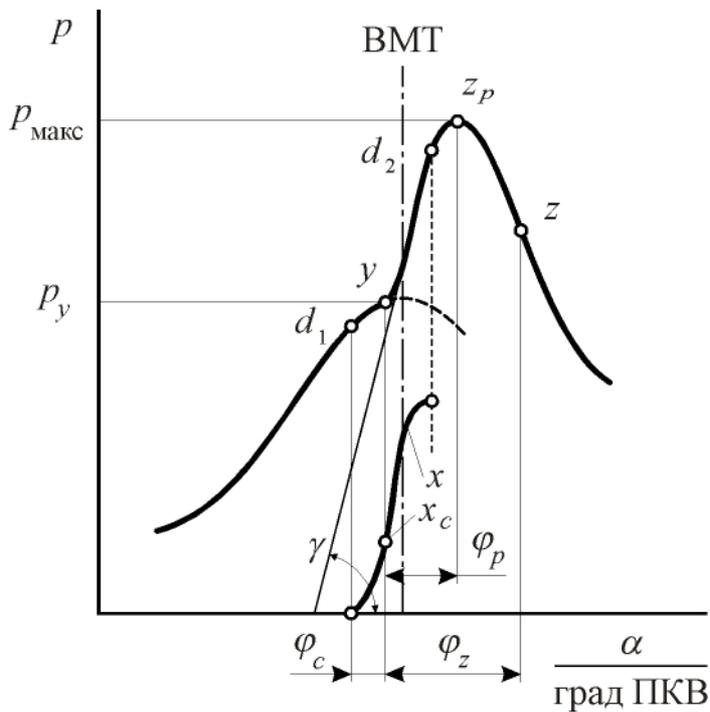


Рис. 6. 18. Индикаторная диаграмма при «мягкой» работе дизеля

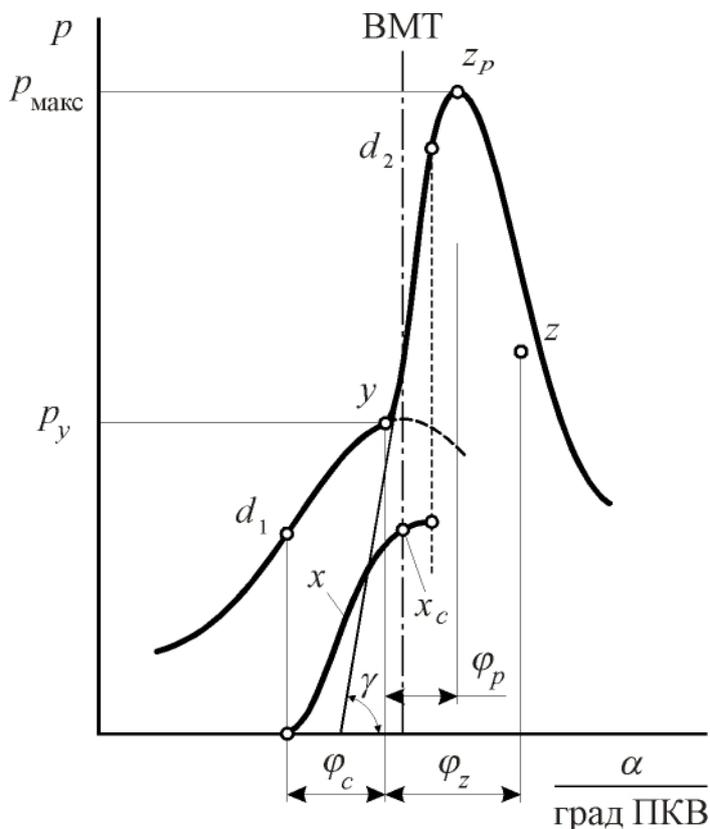


Рис. 6. 19. Индикаторная диаграмма при «жёсткой» работе дизеля

Причина жёсткой работы дизеля заключается в следующем. При большом φ_c к моменту самовоспламенения в камере сгорания накапливается значительная часть впрыскиваемого за один цикл топлива, а, следовательно, к моменту воспламенения топлива образуется большое количество перекисей. Поэтому в момент инициирования реакции горения генерируется большое число начальных активных центров. Это определяет бурное развитие цепного процесса в начальной стадии сгорания.

Для дизелей с непосредственным впрыскиванием доля топлива, накопившегося к моменту самовоспламенения в камере сгорания,

$$\sigma_c = \frac{G_{тс}}{G_{тц}},$$

где $G_{тс}$ – количество топлива, поданного в камеру сгорания дизеля за время задержки самовоспламенения; $G_{тц}$ – количество топлива, поданного за цикл.

Для современных двигателей $\sigma_c \leq 0,15 \dots 0,20$.

Поскольку время задержки самовоспламенения играет такую важную роль в последующем развитии процесса сгорания, следует выявить факторы, влияющие на величину задержки. Подготовка к инициированию реакции сгорания является очень важным и сложным процессом. В процессах, непосредственно предшествующих

самовоспламенению, происходят разрывы химических связей части молекул топлива и кислорода. Установлено, что процесс самовоспламенения наступает в газовой фазе, что лимитируется фазой испарения. Для самовоспламенения топлива необходимо его вначале испарить и смешать с воздухом в определенной пропорции. Второе условие выполняется автоматически, так как в области топливной струи всегда имеет место переменная концентрация от очень бедной смеси на периферии до очень богатой в ядре (стержне) струи.

Для испарения топлива требуется определенное количество тепловой энергии. Можно считать главным в процессе самовоспламенения топлива передачу энергии от нагретого воздуха распыленным капелькам топлива. Это процесс теплоотдачи. Для простоты можно считать процесс теплоотдачи установившимся (стационарным). При этом упрощении для процесса самовоспламенения можно написать уравнение теплоотдачи (закон Ньютона)

$$Q_n = \alpha(\bar{t}_c - t_T)F\tau_c,$$

где Q_n – теплота, необходимая для испарения такого количества распыленного топлива, которого достаточно для образования с воздухом местного очага самовоспламенения;

\bar{t}_c – средняя температура воздуха за время задержки самовоспламенения;

t_T – температура впрыскиваемого топлива;

α – коэффициент теплоотдачи;

F – поверхность распыленного топлива;

τ_c – время задержки самовоспламенения.

Из уравнения теплоотдачи следует, что

$$\tau_c = \frac{Q_n}{\alpha(\bar{t}_c - t_T)F}. \quad (6.1)$$

Величина Q_n зависит от природы топлива. Топливо с большим содержанием парафинов (дизельное) характеризуется меньшими величинами Q_n , а топливо с большим содержанием ароматиков (бензины), наоборот, большими Q_n . Это объясняется тем, что молекулы ароматических углеводородов обладают наибольшей прочностью связей между атомами.

Средняя температура заряда в течение периода задержки воспламенения является функцией степени сжатия ε , температуры заряда в конце впуска T_a , скоростного режима работы двигателя n .

В свою очередь, T_a зависит от температуры окружающей среды, степени подогрева заряда при впуске, способа охлаждения, материала поршня и т. д. При наддуве большое значение имеет степень охлаждения воздуха после нагнетателя.

Коэффициент теплоотдачи α зависит от плотности рабочего тела (степени наддува) и характера относительного движения капелек топлива и воздуха. В том случае, когда капелька топлива покоится в воздушном потоке, коэффициент теплоотдачи сравнительно невелик. Он существенно повышается, когда капельку обтекает воздух при встречном движении, рис. 6. 20.

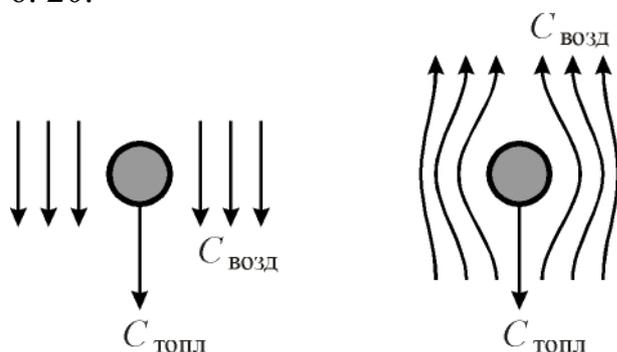


Рис. 6. 20. Схема относительного движения капли топлива и воздуха

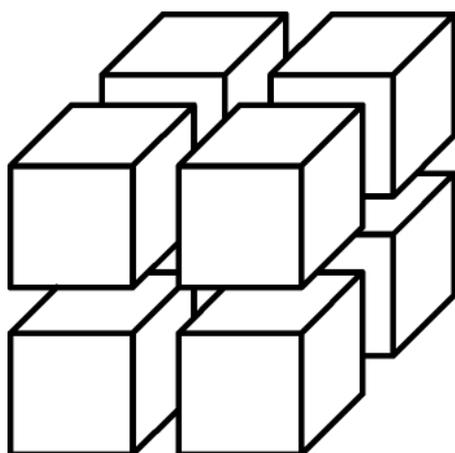


Рис. 6. 21. К пояснению влияния мелкости распыливания на увеличение поверхности распыленного топлива

Относительное движение капель топлива и воздуха возникает вследствие впрыскивания топлива в камеру сгорания с большой скоростью, а также вследствие турбулентного движения воздушного заряда.

Для ускорения относительного движения, а оно желательно и для обеспечения быстрого сгорания топлива, в современных камерах сгорания создают вихревые движения воздушного заряда.

Площадь поверхности распыленного топлива F зависит от степени дисперсности распыливания, или, как говорят, от тонкости распыливания, то есть, от величины среднего радиуса капли топлива. Чем на более мелкие капли дробится подаваемое в цилиндр топливо, тем больше величина суммарной поверхности капелек распыленного топлива. Это поясняется рис. 6. 21.

Удельная поверхность распыленного топлива является одним из показателей качества распыливания. Она определяется выражением

$$\frac{F}{V_{\text{тц}}} = \frac{3 \cdot 4\pi \cdot r_{\text{к}}^2 i_{\text{к}}}{4\pi \cdot r_{\text{к}}^3 i_{\text{к}}} = \frac{3}{r_{\text{к}}},$$

где F – общая поверхность капелек топлива, образовавшаяся при подаче в цилиндр порции топлива;

$V_{\text{тц}}$ – объём поданной порции топлива;

$r_{\text{к}}$ – радиус капельки.

Чем больше отношение $F/V_{\text{тц}}$, тем мельче распылено топливо.

Мелкое распыливание необходимо для обеспечения быстрого прогрева и сгорания топлива. Однако, слишком мелкое распыливание приводит к ухудшению динамики сгорания (резко возрастает максимальное значение скорости нарастания давления из-за слишком быстрого сгорания).

Зависимость периода задержки самовоспламенения дизельного топлива от температуры и давления рабочего тела иллюстрируется графиками (рис. 6. 22.), полученными экспериментально.

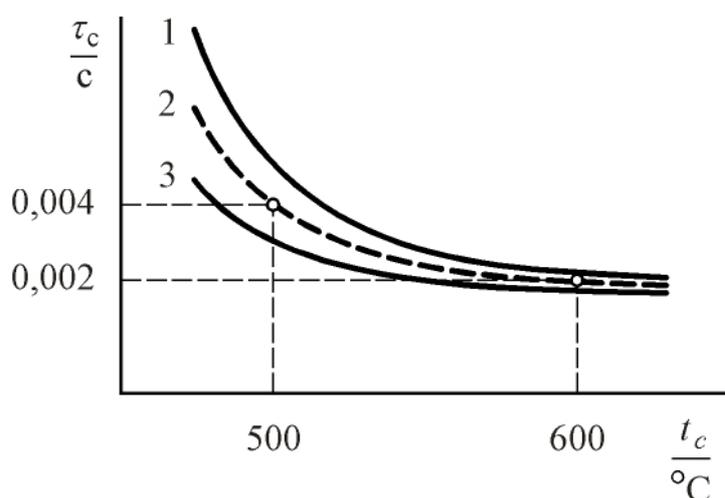


Рис. 6. 22. Влияние температуры и давления рабочего тела на период задержки самовоспламенения: 1 – для давления 2,8 МПа; 2 – для 3,3 МПа; 3 – для 3,7 МПа

Установлено, что доля топлива, подаваемого в цилиндр за период задержки воспламенения, не должна превышать 15...20 % от общей цикловой подачи.

Полуэмпирическое уравнение задержки самовоспламенения профессора А. И. Толстова. Обобщив большой экспериментальный материал и используя некоторые теоретические положения, профессор, доктор технических наук А. И. Толстов получил уравнение для определения периода задержки самовоспламенения в дизелях. Оно имеет следующий вид:

$$\tau_i = 10^{-2} B \sqrt{C} \sqrt{\frac{T_a}{p_a}} \cdot e^{\frac{EC^{0,34}}{RT}}, \quad (6.2)$$

где T_a – температура в начале такта сжатия;

p_a – давление в начале такта сжатия;

E – условная энергия активации топлива, учитывающая также процесс его испарения (в результате исследований было получено, что $E = 5000 \dots 6000$ ккал/моль);

B – коэффициент, зависящий от частоты вращения вала двигателя n , определяемый по эмпирической формуле

$$B = 12 \cdot 10^{-4} (1 \dots 1,6 \cdot 10^{-4}) n;$$

C – отвлеченная величина, вычисляемая по формуле

$$C = \frac{1}{\varepsilon} \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \frac{\sigma}{\beta} \right],$$

где ε – степень сжатия;

$\beta = \frac{V_h'}{V_h}$ – доля потерянного объема;

V_h' – часть рабочего объема, соответствующая перемещению поршня при открытых органах газораспределения в такте сжатая;

σ – кинематическая функция перемещения поршня, причём

$$\sigma = \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \theta_{впр} + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta_{впр}} \right) \right],$$

$\theta_{впр}$ – угол опережения впрыскивания топлива в цилиндр двигателя;

$\lambda = \frac{r}{L_{ш}}$ – отношение радиуса кривошипа в длине шатуна.

6. 4. Смесеобразование и сгорание в свободном (потенциальном) вихре

Исследования показывают, что, если в камере сгорания воздух совершает круговое движение, и на горячую стенку в направлении движения вихря впрыскивается топливо, то, несмотря на отсутствие равномерного распределения топлива по воздуху, оно сгорает полностью и быстро. Отсюда следует, что существует какой-то механизм, который обеспечивает за короткий промежуток времени хорошее качество смешивания топлива с воздухом (смесеобразования) и совершенное сгорание топлива. Описание оптической картины такого сгорания поясняется при помощи рис. 6. 23.

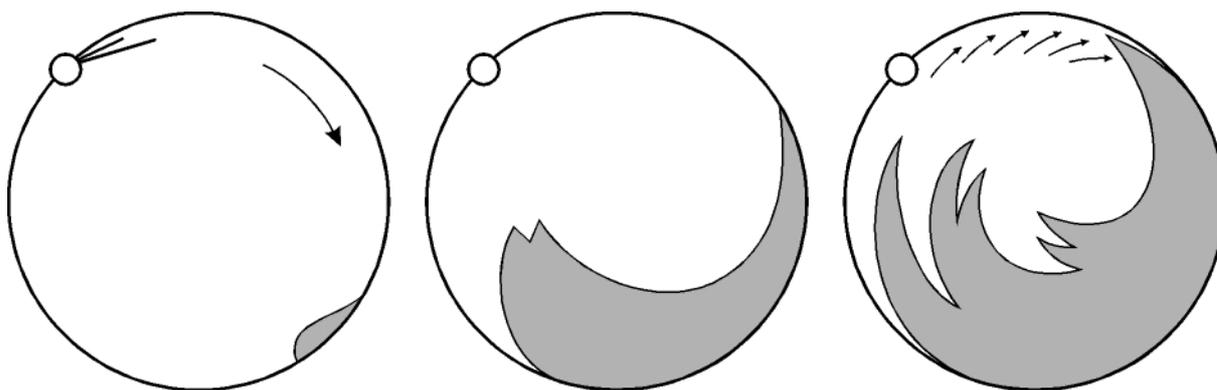


Рис. 6. 23. Оптическая картина сгорания в потенциальном вихре

Пламя возникает далеко от форсунки, затем распространяется по объёму камеры сгорания. При этом пламя спиралеобразно и быстро устремляется к центру камеры. Последний эффект проливает свет на механизм смесеобразования. Если горячие и менее плотные продукты сгорания переносятся к середине камеры сгорания, то это должно вызвать противоположное движение вытес-

няемого более холодного и плотного воздуха из центральных областей камеры к её периферии. Благодаря этому к испаряющейся со стенки плёнке топлива непрерывно подводится необходимый для сгорания кислород воздуха.

Причина описанного механизма смесеобразования и сгорания кроется в свойствах потенциального вихря, который, как это установлено опытами, всегда возникает, если воздух поступает в цилиндр или в камеру сгорания двигателя тангенциально.

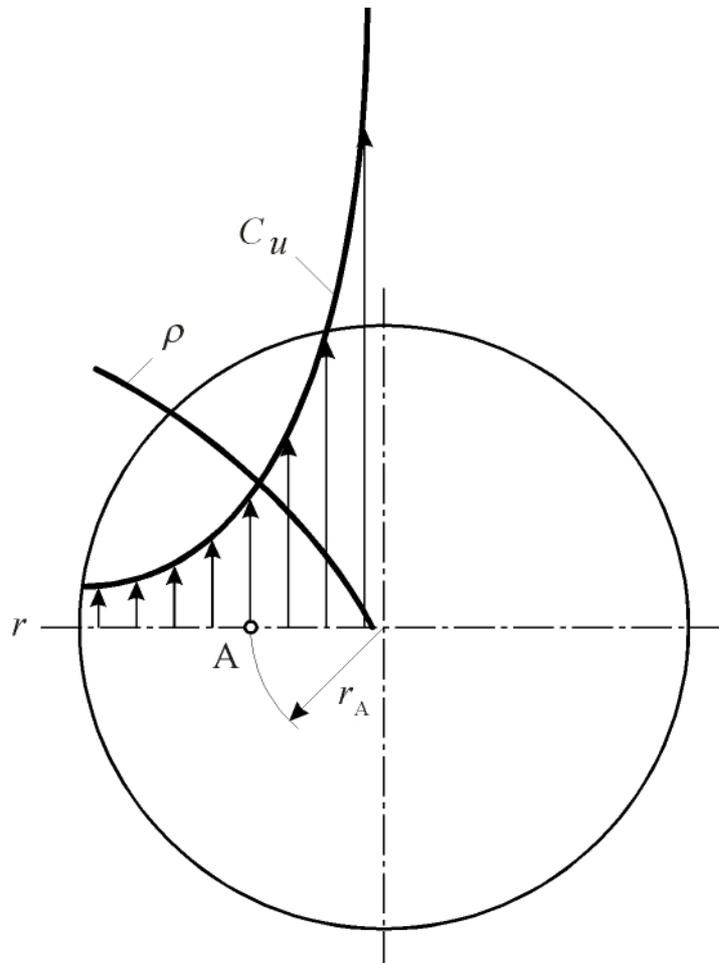


Рис. 6. 24. Распределение окружных скоростей в потенциальном вихре

Закономерность потенциального вихря. Свободный, или потенциальный, вихрь характеризуется отсутствием турбулентности и законом вращения газообразного или жидкого тела, у которого окружная скорость частицы C_u изменяется обратно пропорционально радиусу r , рис. 6. 24.

$$C_u = \frac{\text{const}}{r} = \frac{\Gamma}{r}. \quad (6. 3)$$

Постоянная Γ называется циркуляцией скорости.

Движение частицы в потенциальном вихре. Пусть с той же циркуляцией Γ в среде вихря движется без трения и сопротивления частица A , находящаяся в начальный момент на расстоянии r_a от оси вихря. Из условия динамического равновесия частицы следует, что результирующая сила ускорения в радиальном направлении R равна центробежной силе инерции F , уменьшенной на силу P , обусловленную изменением давления среды p на частицу, и действующей по радиусу к центру

$$R = F - P. \quad (6. 4)$$

Сила ускорения в радиальном направлении

$$R = mj = m \frac{d^2 r}{dt^2}, \quad (6. 5)$$

где m – масса частицы;

r – радиус-вектор частицы;

j – ускорение частицы в радиальном направлении, а, точнее, её центробежное, или центростремительное ускорение.

Центробежная сила инерции

$$F = \frac{mC_u^2}{r} = m \frac{\Gamma^2}{r^3}. \quad (6.6)$$

Сила давления на частицу, обусловленная градиентом давлений dp/dr с внешней и внутренней сторон частицы по радиусу, может быть выражена уравнением

$$P = V \frac{dp}{dr} = \frac{m}{\rho'} \cdot \frac{dp}{dl}, \quad (6.7)$$

где V – объем частиц, который определяется из формулы

$$V = \frac{m}{\rho'}, \quad (6.8)$$

в которой ρ' – плотность частицы;

m – масса частицы.

Согласно уравнению Бернулли в дифференциальной форме

$$-dp = \frac{\rho}{2} d(C_u^2)$$

и уравнению (6.3) получим

$$-dp = \frac{\rho\Gamma^2}{2} d\left(\frac{1}{r^2}\right), \quad (6.9)$$

где ρ – плотность газа.

После дифференцирования уравнения (6.9) по r имеем

$$-\frac{dp}{dr} = \frac{\rho\Gamma^2}{2} \frac{d}{dr}\left(\frac{1}{r^2}\right) = -\frac{\rho\Gamma^2}{2} \frac{2r}{r^4} = -\rho \frac{\Gamma^2}{r^3}.$$

Итак,

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{\Gamma^2}{r^3}. \quad (6.10)$$

Учитывая уравнения (6.8) и (6.10), уравнение силы давления (6.7) можно переписать в следующем виде:

$$\rho = m \frac{\rho}{\rho'} \cdot \frac{\Gamma^2}{r^3}. \quad (6.11)$$

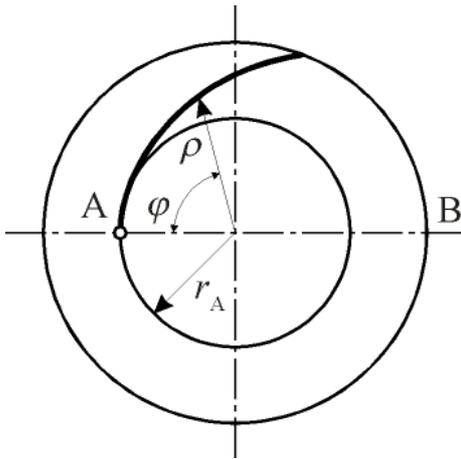
Подставив полученные выражения для сил R , F и P из уравнений (6.5), (6.6) и (6.11) в формулу (6.4), после простых преобразований получим уравнение ускорения частицы в свободном вихре

$$\frac{d^2 r}{dt^2} = \left(1 - \frac{\rho}{\rho'}\right) \frac{\Gamma}{r^3}. \quad (6.12)$$

Проанализируем это уравнение.

Из полученного (6.12) видно, что при $\rho' > \rho$ ускорение частицы положительно, а при $\rho' < \rho$ отрицательно.

Дифференциальное уравнение ускорения частицы в полярных координатах. Заменяя прямоугольные координаты полярными и обозначив полярный угол, образуемый радиус-вектором r с полярной осью через φ (рис. 6. 25), получим скорость частицы вдоль радиус-вектора.



При $\rho' > \rho$

$$\frac{dr}{dt} = \frac{dr}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dr}{d\varphi} \omega,$$

Так как

$$\omega = \frac{C_u}{r} = \frac{\Gamma}{r^2},$$

то

$$\frac{dr}{dt} = \frac{\Gamma}{r^2} \cdot \frac{dr}{d\varphi}. \quad (6.13)$$

Рис. 6. 25. Траектория частицы А в потенциальном вихре в полярных координатах

После дифференцирования уравнения (6. 13) получим уравнение ускорения частицы в полярных координатах

$$\begin{aligned} \frac{d^2 r}{dt^2} &= \frac{d}{dt} \left(\frac{\Gamma}{r^2} \cdot \frac{dr}{d\varphi} \right) = \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{\Gamma}{r^2} \cdot \frac{dr}{d\varphi} \right) \frac{d\varphi}{dt} = \\ &= \frac{\Gamma}{r^2} \left[\frac{\Gamma}{r^2} \cdot \frac{d^2 r}{d\varphi^2} - \frac{2\Gamma}{r^3} \cdot \left(\frac{dr}{d\varphi} \right)^2 \right] = \frac{\Gamma^2}{r^3} \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{d^2 r}{d\varphi^2} - \frac{2}{r^2} \cdot \left(\frac{dr}{d\varphi} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (6.14)$$

Приравнивая последнее уравнение (6. 14) выражению (6. 12), получаем

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{d^2 r}{d\varphi^2} - \frac{2}{r^2} \cdot \left(\frac{dr}{d\varphi} \right)^2 = 1 - \frac{\rho}{\rho'}. \quad (6.15)$$

После решения уравнения второго порядка (6. 15) и ряда преобразований получаем уравнение траектории частицы в потенциальном вихре в полярных координатах

$$\frac{r_a}{r} = \cos(\varphi \sqrt{1 - \frac{\rho}{\rho'}}), \quad (6.16)$$

где φ значение выражено в радианах.

Уравнение (6. 16) выведено в предположении, что $\rho' > \rho$. Если $\rho' < \rho$, то

$$\frac{r_a}{r} = \cos(\varphi \sqrt{\frac{\rho'}{\rho} - 1}). \quad (6. 17)$$

Полученные уравнения проиллюстрированы графиками, рис. 6. 26. При $\rho/\rho' = 1$ траектория частицы А представляет собой окружность с радиусом r_a . При $\rho' > \rho$ траектории частицы А представляют собой спирали, направленные к периферии, а при $\rho' < \rho$ – к центру вихря.

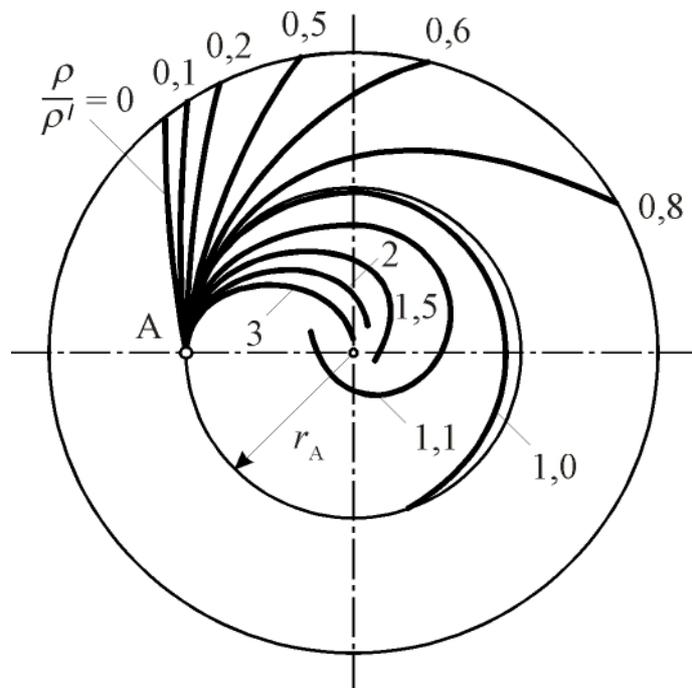


Рис. 6. 26. Траектория частицы А в потенциальном вихре в зависимости от отношения плотностей

Жидкое или парообразное топливо, которое тяжелее воздуха, будет направляться к стенке камеры. Для дизельного топлива ρ/ρ' имеет величину порядка 0,0025, следовательно, взвешенные в вихре капельки топлива будут отбрасываться к стенке по спирали, близкой к прямой. Если частица топлива движется с большей скоростью, чем C_u , то этот эффект проявится в большей степени.

Продукты сгорания и, особенно, горячие части смеси вследствие их высокой температуры легче воздуха. В этом случае отношение ρ/ρ' имеет величину порядка 3...4. Поэтому пламя, возникшее в вихре, быстро устремляется по спирали к его середине.

спирали к его середине.

Из уравнений (6. 16) и (6. 17) видно, что форма траектории движения частицы зависит только от начального положения r_a , отношения плотностей частицы и воздуха и не зависит от интенсивности циркуляции. В двигателе, работающем при переменном числе оборотов, циркуляция хотя и усиливается с увеличением числа оборотов, однако картина траекторий остается неизменной, и, следовательно, остается также неизменным механизм смесеобразования и сгорания. Этот эффект, который можно назвать термовихревым, характеризуется стойкостью в отношении переменных оборотов и, поэтому, особенно приспособлен для смесеобразования в автомобильных и тракторных дизелях.

Опыт подтвердил полученные теоретические результаты. Следовательно, не принятые во внимание сопротивления частицы не оказывают существенного влияния на ее траекторию.

6. 5. Влияние угла встречи топливной струи со стенкой и температуры стенки на кинетику сгорания

В этом разделе рассматриваются опыты, выполненные известным исследователем Пишингером. Опыты производились на установке, обеспечивающей протекание сгорания при неизменном объёме при условиях, близких к условиям в КС дизеля: в начале сгорания $p_c = 4,5$ МПа; $t_c = 650$ °С; окружная скорость тангенциального вихря у стенки $C_u = 90$ м/с.

Форсунку с односопловым распылителем можно было поворачивать, чтобы топливная струя входила в камеру сгорания под различными углами, см. рис. 6. 27. При $\beta = 63^\circ$ получается чисто объёмное смесеобразование. С уменьшением угла β смесеобразование приближается к плёночному. Температуру стенки камеры сгорания можно было менять по желанию. Таким образом, установка обеспечивала возможность организации как плёночного, так и объёмного способов смесеобразования.

При плёночном смесеобразовании имелась возможность целенаправленного управления процессом сгорания посредством изменения угла встречи струи топлива со стенкой, регулирования температуры стенок камеры сгорания, а также интенсивности вихря.

Анализ результатов эксперимента (рис. 6. 27) позволяет отметить, что температура поверхности стенок камеры сгорания оказывает существенное влияние на динамику сгорания при плёночном смесеобразовании (рис. 6. 27 а). При объёмном смесеобразовании температура стенок слабее влияет на характер сгорания, см. рис. 6. 27 в).

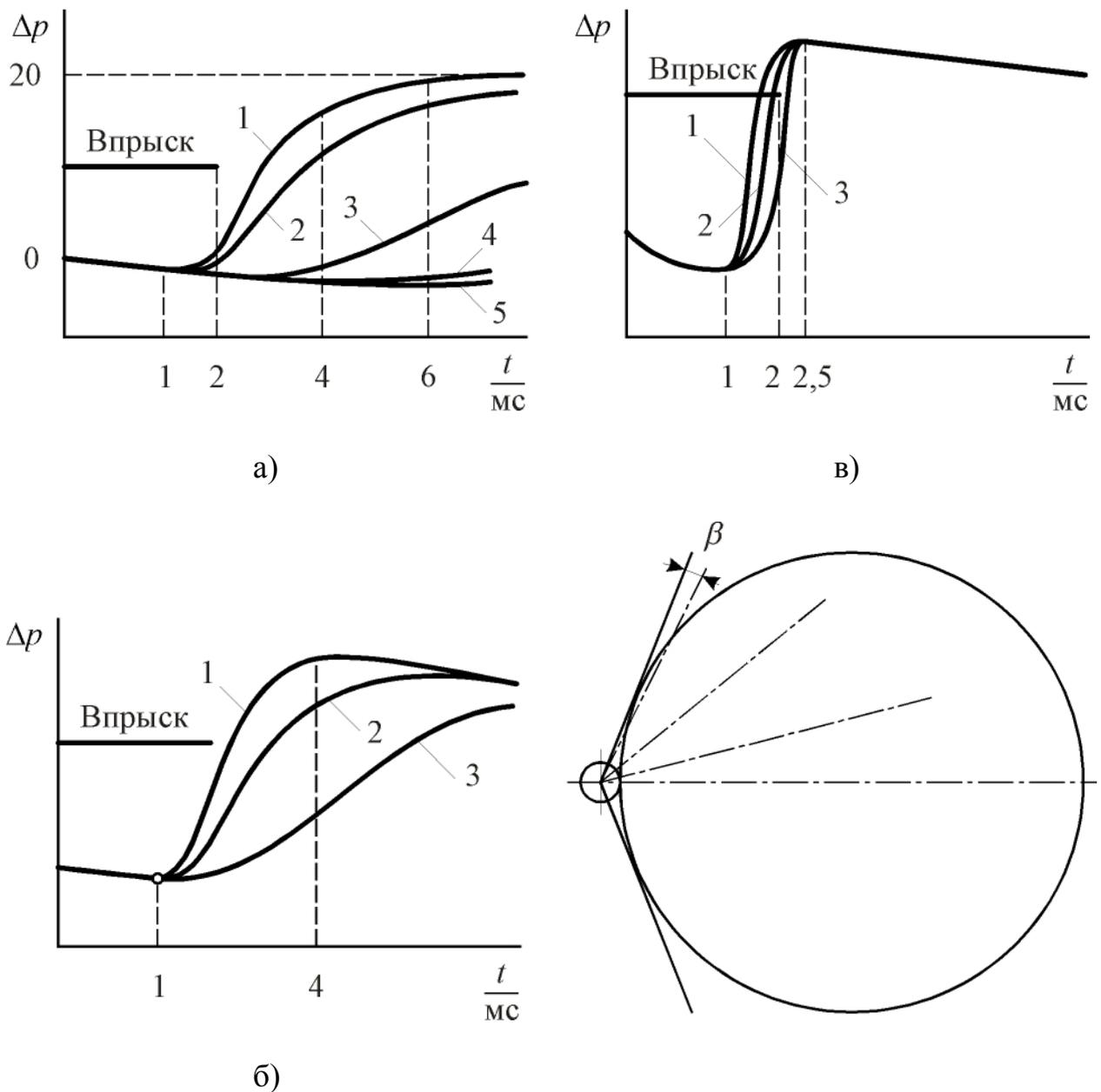


Рис. 6. 27. Влияние угла встречи струи со стенкой и температуры стенки на кинетику сгорания: а) $\beta = 2^\circ$ (плёночное смесеобразование): 1 – $t_c = 320^\circ\text{C}$; 2 – $t_c = 240^\circ\text{C}$; 3 – $t_c = 200^\circ\text{C}$; 4 – $t_c = 160^\circ\text{C}$; 5 – $t_c = 125^\circ\text{C}$; б) $\beta = 16^\circ$ (объёмно-плёночное смесеобразование): 1 – $t_c = 320^\circ\text{C}$; 2 – $t_c = 200^\circ\text{C}$; 3 – $t_c = 125^\circ\text{C}$; в) $\beta = 63^\circ$ (объёмное смесеобразование): 1 – $t_c = 320^\circ\text{C}$; 2 – $t_c = 200^\circ\text{C}$; 3 – $t_c = 125^\circ\text{C}$

При плёночном смесеобразовании ($\beta = 2 \dots 5^\circ$) в случае малых температур стенки наблюдается растянутое сгорание с уменьшением КПД и смолообразованием.

6. 6. Камеры сгорания дизелей

Назначение камеры сгорания заключается в том, чтобы обеспечить наиболее полное и с оптимальной скоростью превращение химической энергии топлива в тепловую энергию.

Камеры сгорания дизелей могут быть классифицированы по нескольким признакам.

1. По способу смесеобразования и сгорания. В настоящее время различают камеры с объёмным, плёночным и смешанным (объёмно-плёночным) смесеобразованием.

2. По конструктивному исполнению камеры делятся на неразделённые, полуразделённые (камеры в поршне) и разделённые.

3. По способу завихривания воздушного заряда. Классификация поясняется схемой, приведенной на рис. 6. 28.

4. По способу впрыскивания топлива КС делятся на камеры с непосредственным впрыскиванием и впрыскиванием топлива во вспомогательную камеру.

5. По роду используемого топлива КС классифицируют на одно- и многотопливные.

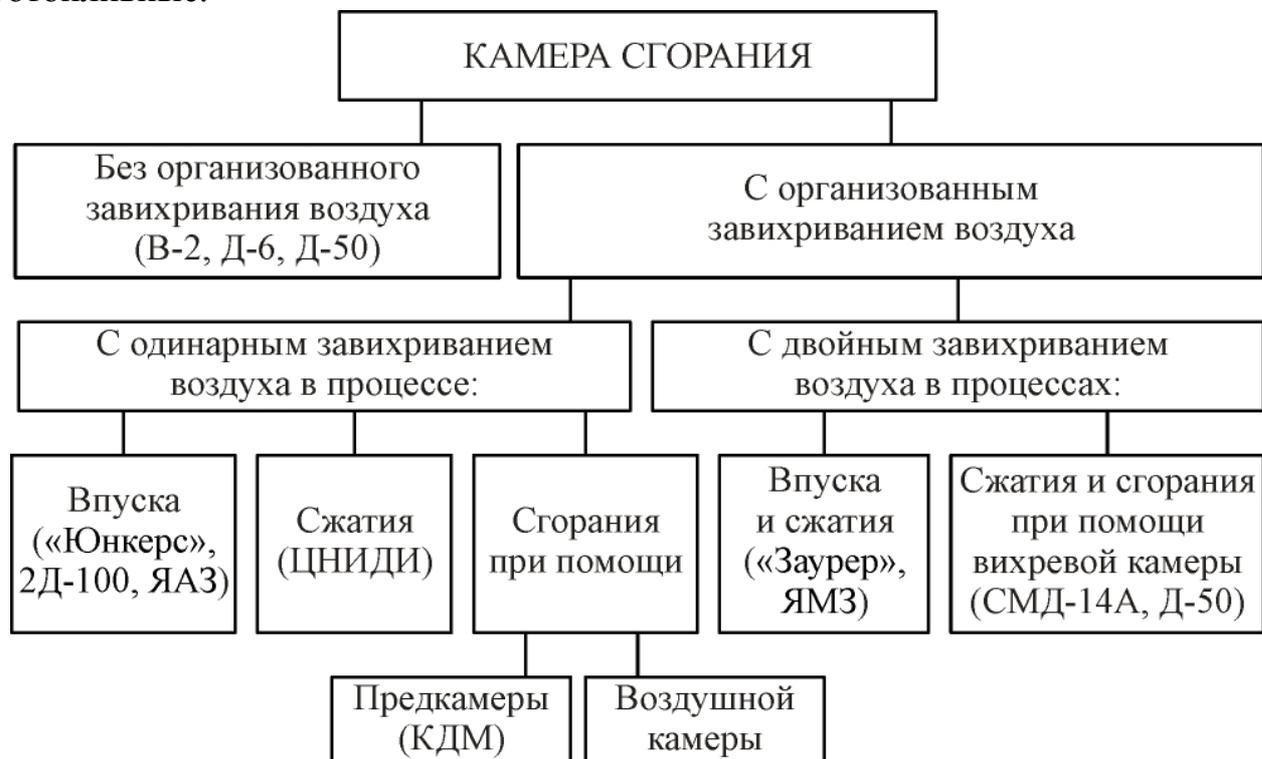


Рис. 6. 28. Схема классификации камер сгорания по способу завихривания воздушного заряда

6. По способу воспламенения топлива различают камеры с самовоспламенением и с принудительным воспламенением топлива (например, MAN FM-процесс).

Каждая из камер сгорания (рис. 6. 29 – 6. 33) характеризуется определёнными численными значениями показателей, влияющих на рабочий цикл двигателя. Показатели некоторых КС приведены в табл. 6.1.

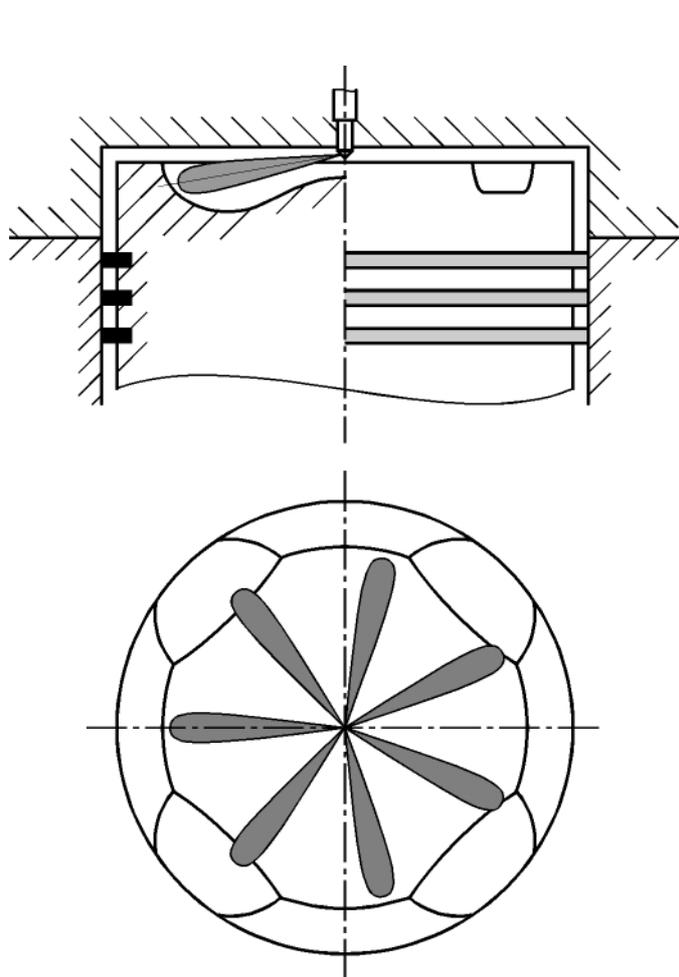


Рис. 6. 29. Неразделенная камера сгорания с непосредственным впрыскиванием

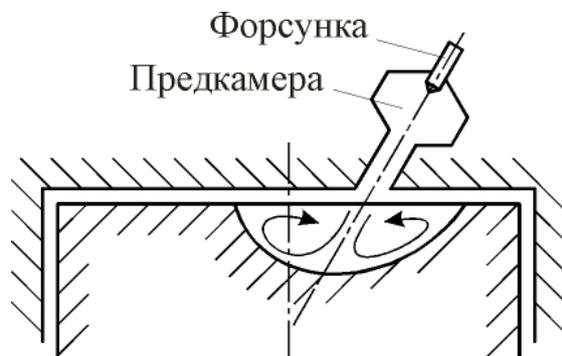


Рис. 6. 30. Разделенная камера сгорания с предкамерой

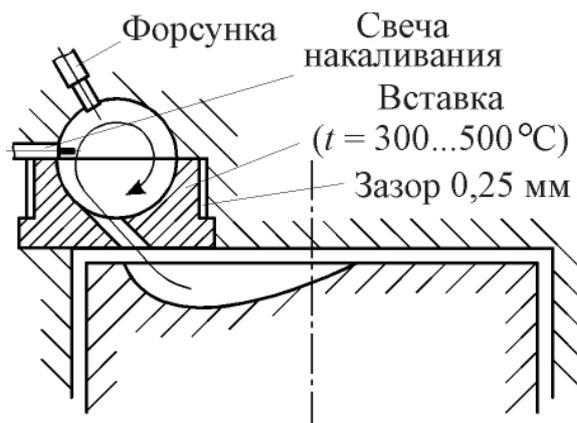


Рис. 6. 31. Разделенная камера сгорания с вихревой камерой

В настоящее время в двигателестроении заметна тенденция к применению неразделённых и полуразделённых КС. Двигатели с такими камерами отличаются высокой экономичностью при работе на неполных и средних нагрузках, хорошими пусковыми качествами. Однако, к цетановому числу топлива предъявляются повышенные требования. При использовании в полуразделённых камерах сгорания плёночного способа смесеобразования пуск двигателя ухудшается. Это объясняется тем, что в период пуска стенки камеры имеют невысокую температуру, и топливная пленка испаряется плохо. Для улучшения пусковых качеств этих двигателей, а также для улучшения реали-

зации многотопливности фирмой MAN повышена степень сжатия. Однако, при этом заметно выросло максимальное давление газов. В связи с этим был применён FM-процесс с принудительным зажиганием, что обеспечило устойчивое воспламенение высокооктановых бензинов на всех режимах работы двигателя.

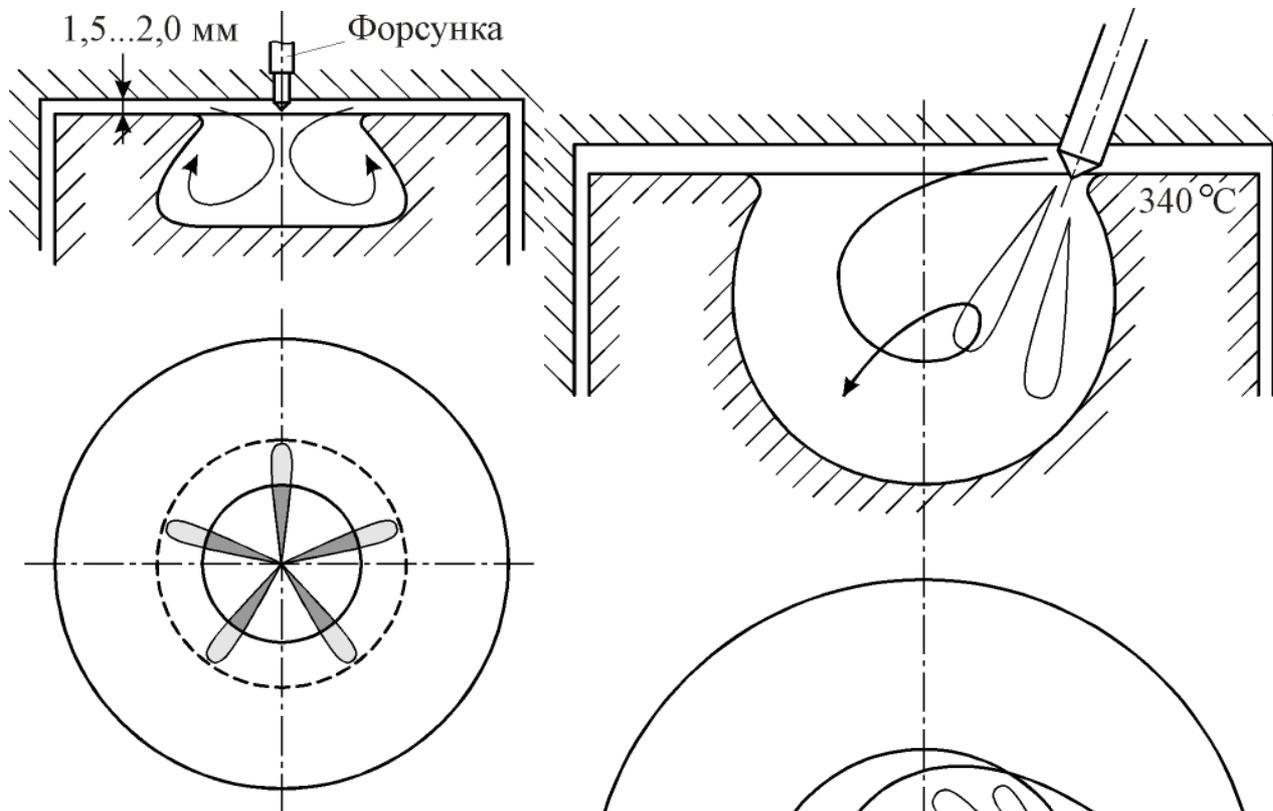


Рис. 6. 32. Полуразделённая камера сгорания ЦНИДИ

В камере сгорания напротив форсунки установлена свеча с длинным электродом (рис. 6. 34), к которому по канавке подводится часть впрыскиваемого на стенку топлива [11], и где образуется смесь, близкая к стехиометрическому составу. Этот состав мало зависит от режимов работы двигателя. Применение FM-

процесса позволило снизить степень сжатия до 14...17, уменьшить $p_{\text{макс}}$, снизить дымность и токсичность отработавших газов.

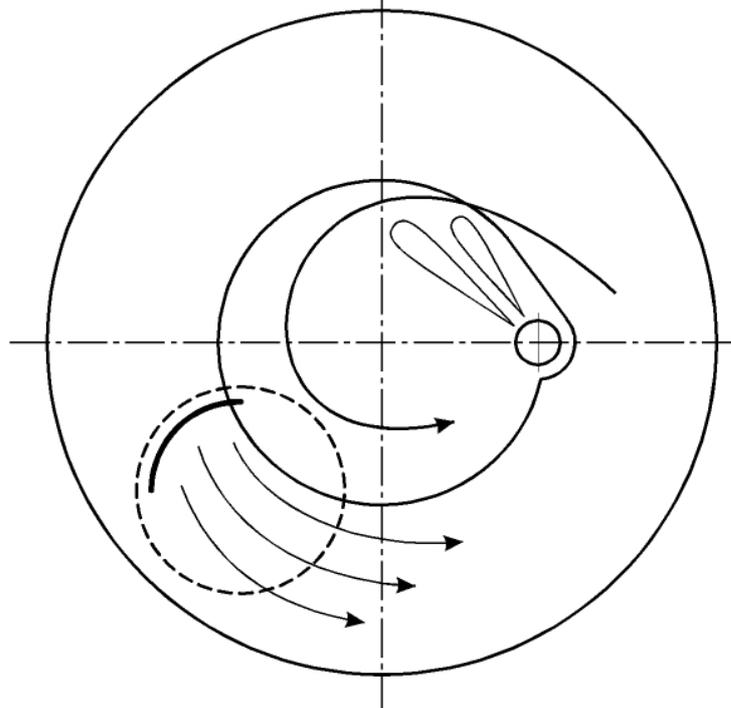


Рис. 6. 33. Полуразделённая камера сгорания с плёночным смесеобразованием