

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Тракторы и автомобили»

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА ТРАКТОРНЫХ И АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением
по аграрному техническому образованию в качестве пособия
для студентов учреждений высшего образования
группы специальностей 74 06 Агроинженерия*

Минск
БГАТУ
2013

УДК 629.33(07)
ББК 39.34я7
О-75

Составители:

кандидат технических наук, доцент *Н. Г. Шабуня*,
кандидат технических наук, доцент *В. Е. Тарасенко*,
старший преподаватель *Т. А. Варфоломеева*

Рецензенты:

заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» БНТУ,
доктор технических наук, профессор *Г. М. Кухаренок*;
директор Республиканского компьютерного центра машиностроительного
профиля ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»,
кандидат технических наук, доцент *С. В. Харитончик*

**Основы теории и расчета тракторных и автомобильных
двигателей** : пособие / сост.: Н. Г. Шабуня, В. Е. Тарасенко,
Т. А. Варфоломеева. – Минск : БГАТУ, 2013. – 192 с.
ISBN 978-985-519-592-5.

В пособии рассмотрены циклы двигателей внутреннего сгорания, представлены основы расчета процессов газообмена, сжатия, сгорания и расширения, характеристики двигателей. Описано влияние современных систем впрыска бензина, аккумуляторных топливных систем дизелей и наддува на показатели работы двигателей. Рассмотрена динамика центрального и дезаксиального кривошипно-шатунного механизма и уравнивание двигателей.

Пособие предназначено для студентов высших учебных заведений, обучающихся по агротехническим специальностям.

УДК 629.33(07)
ББК 39.34я7

ISBN 978-985-519-592-5

© БГАТУ, 2013

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. ЦИКЛЫ ДВС	9
1.1. Идеальные циклы	9
1.2. Теоретические циклы	18
1.3. Действительные циклы ДВС	20
2. ПРОЦЕССЫ ГАЗООБМЕНА	27
2.1. Процесс выпуска	28
2.2. Процесс впуска	29
2.2.1. Параметры процесса впуска	31
2.2.2. Коэффициент наполнения	35
2.2.3. Влияние различных факторов на коэффициент наполнения	38
2.2.4. Наддув двигателей	40
2.2.5. Особенности процессов газообмена в двухтактных двигателях	44
3. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ	47
3.1. Параметры конца процесса сжатия	49
3.2. Влияние различных факторов на процесс сжатия	51
4. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ	53
4.1. Термохимический расчет процесса сгорания	54
4.2. Процесс сгорания в двигателях с искровым зажиганием	62
4.3. Конструктивные и эксплуатационные факторы, влияющие на процесс сгорания в двигателях с искровым зажиганием	65
4.4. Нарушение процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием	70
4.5. Процесс сгорания в дизелях	74
4.6. Термодинамический расчет процесса сгорания	79
5. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ	86
6. ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ	90
6.1. Индикаторные показатели	90
6.2. Влияние различных факторов на индикаторные показатели двигателей	96
6.3. Эффективные показатели	99
6.4. Зависимость эффективных показателей от цикловой подачи топлива	106
6.5. Удельные показатели поршневых двигателей	108
6.6. Определение основных размеров двигателей	109
6.7. Тепловой баланс двигателя	110
7. ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	115
7.1. Токсичность отработавших газов (ОГ)	115
7.2. Акустические показатели двигателей	127
8. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ	130
8.1. Регулировочные характеристики	130
8.2. Нагрузочные характеристики	136
8.3. Скоростные характеристики	139
8.4. Специальные характеристики	148
9. ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ	151
9.1. Стенды и приборы для проведения испытаний	151
9.2. Методика испытаний	154
10. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА КШМ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	155
10.1. Кинематика центрального КШМ	155
10.2. Силы, действующие в центральном КШМ	162
10.3. Определение суммарных сил и нагрузок на детали КШМ	165
10.4. Неравномерность хода двигателя и расчет маховика	168
10.5. Особенности перекладки поршней в КШМ	172
11. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ	174
Основные сокращения и условные обозначения	186
Численные значения констант при расчете рабочего цикла ДВС	189
ЛИТЕРАТУРА	190

ВВЕДЕНИЕ

Преобразование тепловой энергии в механическую работу происходит в тепловом двигателе (ТД). Среди тепловых двигателей наибольшее распространение в сельском хозяйстве (транспорт, дорожные машины и проч.) и получили поршневые двигатели внутреннего сгорания (ПДВС).

В настоящее время мировое производство этих двигателей достигло свыше миллиарда штук и продолжает увеличиваться. В сельском хозяйстве Беларуси используется более 120 000 двигателей. Это объясняется тем, что ДВС являются высокоэкономичными машинами, работающими на различных видах топлива.

К конструкции ДВС при проектировании предъявляется ряд требований. Основные из них: максимально возможная мощность, высокая топливная экономичность, экологичность, надежность и малые эксплуатационные издержки. Поэтому будущий инженер должен знать конструкцию ПДВС, основы расчета тракторных, автомобильных и комбайновых двигателей и правила эксплуатации их на производстве.

Данное пособие предназначено для студентов технических специальностей сельскохозяйственных вузов, которые изучают «Основы теории и расчета тракторных и автомобильных двигателей».

Классификация двигателей внутреннего сгорания. Двигатели внутреннего сгорания подразделяют по следующим основным признакам.

1. По назначению:

а) стационарные, устанавливаемые на электростанциях, на насосных установках и др.;

б) транспортные, устанавливаемые на автомобилях, тракторах, комбайнах, судах, самолетах, тепловозах и на других машинах.

2. По роду использования топлива:

а) двигатели, работающие на жидком топливе (бензин, керосин, дизельное топливо, биотопливо, спирты);

б) двигатели, работающие на газообразном топливе (генераторном, сжиженном, сжатом и биогазе);

в) многотопливные двигатели, работающие на широком ассортименте топлив.

3. По способу смесеобразования:

а) двигатели с внешним смесеобразованием, у которых горючая смесь образуется в карбюраторе или смесителе, а также двигатели с впрыском топлива во впускной трубопровод;

б) двигатели с внутренним смесеобразованием, у которых рабочая смесь образуется внутри цилиндра в конце процесса сжатия после впрыска топлива (дизели; двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива в цилиндр; газовые двигатели с подачей жидкого топлива или газа в цилиндр);

в) двигатели с расслоением заряда, при котором в различных зонах камеры сгорания образуется рабочая смесь разного состава.

4. По составу воспламенения рабочей смеси:

а) воспламенение от сжатия (дизель);

б) воспламенение рабочей смеси принудительно от искры (искровое зажигание – ИЗ);

в) газожидкостное воспламенение (небольшая порция дизельного топлива воспламеняется от сжатия);

г) форкамерно-факельное зажигание (бензиновая смесь поджигается искрой в небольшой камере, а дальнейший процесс сгорания происходит в основной камере).

5. По способу осуществления рабочего цикла:

а) четырехтактные двигатели, у которых рабочий цикл осуществляется за два оборота коленчатого вала без наддува и с наддувом;

б) двухтактные двигатели, у которых рабочий цикл осуществляется за один оборот коленчатого вала без наддува и с наддувом.

6. По способу регулирования мощности:

а) с количественным регулированием (бензиновые с ИЗ);

б) качественным регулированием (дизели);

в) комбинированным регулированием (современные двигатели с электронным управлением).

7. По числу и расположению цилиндров:

а) одно- и многоцилиндровые;

б) вертикальные и горизонтальные рядовые, V-образные, звездообразные, с противолежащими цилиндрами.

8. По способу охлаждения:

а) с жидкостным охлаждением;

б) воздушным охлаждением.

9. По типу камеры сгорания:

- а) с нераздельными камерами сгорания;
- б) раздельными камерами сгорания (предкамера, вихрекамера).

Основными требованиями, предъявляемыми к тракторным и автомобильным двигателям при их создании и эксплуатации, являются:

- 1) высокие мощностные показатели, обеспечивающие необходимую производительность;
- 2) высокая экономичность, т. е. низкий удельный расход топлива;
- 3) необходимая экологичность, т. е. соответствие нормам по выбросам опасных веществ;
- 4) простота, малая трудоемкость обслуживания;
- 5) надежность всех элементов конструкции и вспомогательных агрегатов;
- 6) хорошие удельные показатели (литровая и поршневая мощности, литровая и удельная масса);
- 7) надежный пуск, особенно в зимнее время.

Краткий исторический обзор развития ДВС. Начало развития ДВС относится к 60-м гг. XIX в. Французский механик Ж. Ленуар в 1860 году создал первый двухкамерный двигатель, который работал на светильном газе без предварительного сжатия смеси и имел золотниковое газораспределение. КПД этого двигателя был невысок – 4–8 %, что сравнимо с КПД паровой машины.

В 1862 году французский изобретатель Бо де Роша предложил использовать в ДВС четырехтактный цикл с предварительным сжатием газовой смеси.

На основе этих идей в 1876 году немецкий механик-изобретатель Н. Отто построил четырехтактный газовый двигатель. КПД двигателя Н. Отто достигал 12 %, т. е. значительно превосходил КПД паровой машины.

Промышленная переработка нефти в конце XIX в. дала толчок в совершенствовании и производстве ДВС.

В России первый бензиновый двигатель был предложен в 1879 году и в 1881 году построен в металле русским инженером И. С. Костовичем. Двигатель И. С. Костовича имел 8 цилиндров и развивал мощность 80 л. с. при весе 240 кг, имел электрическое зажигание смеси от искры, что для того времени было передовым инженерным решением.

В 1885–1886 гг. Даймлер в Германии построил мотоцикл и трехколесную повозку с приводом от бензинового двигателя. В это время в Западной Европе и США получают широкое распространение ДВС.

Начало развития двигателей с самовоспламенением от сжатия (дизелей) приходится на 90-е гг. XIX столетия. В 1894 году немецкий инженер Р. Дизель теоретически разработал рабочий цикл двигателя с самовоспламенением от сжатия. В 1897 году Р. Дизель, сделав ряд отступлений от своих расчетов, построил стационарный компрессорный дизель в металле. Но из-за имеющихся конструктивных недостатков этот двигатель не получил дальнейшего распространения, хотя имел уже приличный КПД (до 25 %).

В 1899 году русский инженер Г. В. Тринклер предложил конструкцию двигателя с самовоспламенением от сжатия, работающего без компрессора для распыливания топлива – бескомпрессорный дизель. В 1901 году на Путиловском заводе был построен такой двигатель, который работал по смешанному циклу. В последующие годы (1902–1910) изобретатель Я. В. Мамин построил ряд бескомпрессорных дизелей для тракторов. Двигатели Г. В. Тринклера и Я. В. Мамина представляют собой первые модели транспортных двигателей с самовоспламенением от сжатия и являются прообразами всех используемых в настоящее время дизелей.

Русские ученые, инженеры и изобретатели внесли большой вклад в разработку и создание работоспособных конструкций поршневых ДВС, а также в науку о теории и расчете ДВС.

В 1906 году профессор Московского высшего технического училища имени Баумана В. И. Гриневицкий разработал метод теплового расчета двигателей, который широко используется в наши дни конструкторами и в учебных заведениях, а также за рубежом. Впоследствии этот метод теплового расчета был развит и дополнен профессором Е. К. Мазингом, член-корреспондентом М. Р. Брилингом, академиком Б. С. Стечкиным и др. учеными. Мировое значение получила разработанная академиком Н. Н. Семеновым и его школой теория цепных реакций, которая является основной для процесса сгорания в двигателях.

1. ЦИКЛЫ ДВС

1.1. Идеальные циклы

В реальном поршневом двигателе внутреннего сгорания химическая энергия топлива превращается в тепловую путем сгорания в цилиндрах двигателя. Далее через ряд физико-химических и термодинамических преобразований – в механическую работу, что представляет собой круговой необратимый и незамкнутый цикл, называемый действительным циклом. Однако непосредственное изучение действительного цикла затруднено сложностью явлений (режима работы, состава смеси, способа смесеобразования и других термодинамических, газодинамических и теплообменных процессов, накладывающихся друг на друга), происходящих в цилиндрах двигателя. Поэтому протекающие процессы в двигателе следует рассматривать последовательно, упрощенно, с рядом допущений. При таком подходе рабочие циклы превращаются в идеальные, поддающиеся расчету и анализу термодинамические методы. Таким образом, идеальный цикл поршневого ДВС – это замкнутый и обратимый цикл, в котором отсутствуют какие-либо потери энергии, кроме предусмотренного вторым законом термодинамики – отдачи теплоты холодному источнику.

Идеальный цикл предусматривает следующие допущения:

- 1) рабочим телом в цикле служит идеальный газ, неизменный по весу, химическому составу и теплоемкости;
- 2) подвод теплоты (сгорание) осуществляется мгновенно по одному из следующих законов ($V = \text{const}$; $p = \text{const}$; $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$);
- 3) процессы сжатия и расширения протекают без теплообмена со стенками и внешней средой, т. е. адиабатно, где превращение тепла в механическую работу будет максимальным.

С точки зрения осуществления термодинамического цикла в цилиндрах двигателя наибольший интерес представляют:

- 1) двигатели, работающие по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме ($V = \text{const}$);

- 2) двигатели, работающие по циклу с подводом теплоты при постоянном давлении ($p = \text{const}$);

- 3) двигатели, работающие по смешанному циклу с подводом теплоты при постоянном объеме и постоянном давлении ($V = \text{const}$ и $p = \text{const}$).

Согласно второму закону термодинамики отвод тепла холодному источнику рассматривается как процесс, протекающий при постоянном объеме.

Цикл с подводом тепла при постоянном объеме

Схема идеального цикла двигателя при $V = \text{const}$ приведена на рис. 1.1. По оси абсцисс отложен рабочий объем цилиндра V_h и объем камеры сгорания V_c , а по оси ординат – давление в цилиндре.

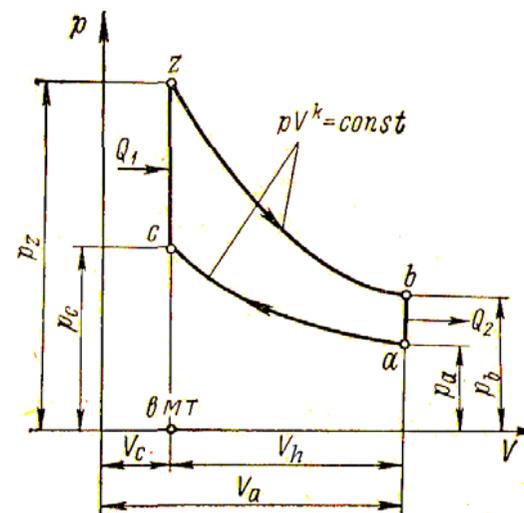


Рис. 1.1. Идеальный цикл с подводом теплоты при $V = \text{const}$

В цикле осуществляются следующие процессы:

- ac – адиабатическое сжатие;
- cz – подвод теплоты при постоянном объеме в количестве, как и в реальном двигателе;
- zb – адиабатическое расширение;
- ba – отвод теплоты холодному источнику при постоянном объеме (выпуск в реальном двигателе).

Циклы ДВС характеризуются показателями:

$$\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon \text{ – отношение объема в начале сжатия к объему в конце}$$

сжатия – *степень сжатия*;

$$\frac{p_z}{p_c} = \lambda \text{ – отношение максимального давления в конце сгорания}$$

к давлению в конце сжатия – *степень повышения давления*;

$$\frac{V_b}{V_z} = \delta \text{ – отношение объема в конце расширения к объему в конце}$$

подвода теплоты – *степень последующего расширения*;

$$\frac{p_b}{p_a} = \sigma \text{ – отношение давления в конце расширения к давлению}$$

в конце отвода теплоты – *степень понижения давления*.

Основными показателями всех термодинамических циклов являются термодинамический КПД и удельная работа цикла – среднее давление цикла.

Термический КПД (экономичность цикла) показывает совершенство цикла и представляет отношение тепла преобразованного в механическую работу AL_{aczb} ко всему подведенному теплу Q .

$$\eta_t = \frac{AL_{aczb}}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (1.1)$$

где Q_1 , Q_2 – подведенное и отведенное количество теплоты, кДж/кмоль.

Количество теплоты определяется из уравнений:

$$Q_1 = \mu C_v (T_z - T_c),$$

$$Q_2 = \mu C_v (T_b - T_a),$$

где μC_v – молекулярная (молярная) теплоемкость при постоянном объеме, кДж/кмоль·град, тогда:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_z - T_c}.$$

На основании уравнений термодинамики выразим все температуры через начальную температуру T_a :

$$T_c = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{k-1} = T_a \varepsilon^{k-1},$$

$$T_z = \left(\frac{p_z}{p_c}\right) = T_a \lambda \varepsilon^{k-1},$$

$$T_b = \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{k-1} = T_z \left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{k-1} = T_a \lambda.$$

После подстановки получаем:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.2)$$

Проанализировав выражение (1.2) видим, что термический КПД цикла с подводом теплоты при ($V = \text{const}$) зависит от степени сжатия и показателя адиабаты k . Показатель адиабаты идеального цикла:

$$k = \frac{\mu C_p}{\mu C_v} = \text{const}.$$

Тогда экономичность цикла зависит только от степени сжатия ε и с ее увеличением растет.

На рис. 1.2 показаны циклы с подводом тепла при $V = \text{const}$ и разных степенях сжатия. С увеличением ε повышается давление цикла p_z , уменьшается давление в конце цикла b' , что приводит к уменьшению тепла, отданного холодному источнику ($ab' < ab$), следовательно, цикл с большей степенью сжатия имеет больший термический КПД.

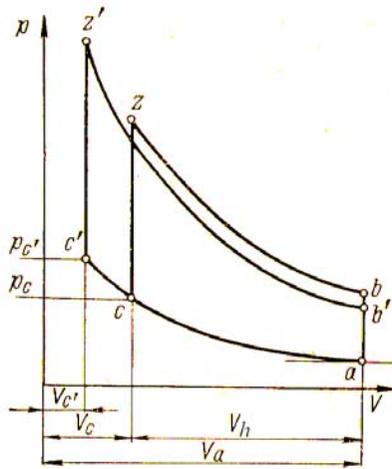


Рис. 1.2. Циклы с подводом теплоты при $V = \text{const}$ и разных значениях ϵ

Площадь цикла представляет полезную работу:

$$L_{aczb} = \int_{V_{\min}}^{V_{\max}} p dV,$$

где p – среднее давление цикла, т. е. условное постоянное давление, действующее на поршень при изменении объема от V_{\max} до V_{\min} и производящее равновеликую работу.

$$p = \frac{L_{aczb}}{V_h}.$$

$$p = \frac{p_a}{k-1} \cdot \frac{\epsilon}{\epsilon-1} \cdot \eta_t (\lambda-1). \quad (1.3)$$

Цикл с подводом тепла при постоянном объеме ($V = \text{const}$) характерен для бензиновых двигателей, у которых все топливо практически сгорает возле ВМТ. Получение больших значений η_t цикла ограничивается возможным появлением детонации. Поэтому для бензиновых двигателей степень сжатия не превышает 12–13 единиц.

Цикл с подводом тепла при постоянном давлении

На рис. 1.3 показан цикл с подводом теплоты при постоянном давлении. Он отличается от выше рассматриваемого тем, что в нем вся теплота Q_1 подводится при постоянном давлении ($p = \text{const}$).

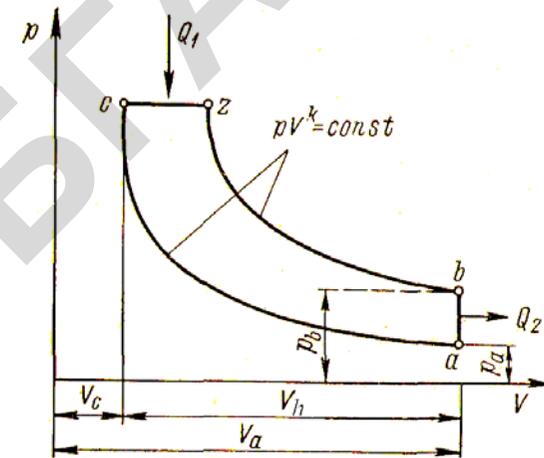


Рис. 1.3. Идеальный цикл с подводом теплоты при $p = \text{const}$

Используя уравнение (1.1), а также уравнение термодинамики, выразим температуру в точках цикла через T_a . После преобразования получим выражение для термического КПД цикла с подводом теплоты при $P = \text{const}$.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{\rho - 1}, \quad (1.4)$$

где $\rho = \frac{V_z}{V_c}$ – отношение объема в точке z к объему в точке c – степень предварительного расширения.

Из выражения (1.4) следует, что термический КПД цикла с подводом теплоты при постоянном давлении зависит от степени сжатия ϵ , степени предварительного расширения ρ и показателя адиабаты k . Принимая показатель адиабаты $k = \text{const}$, видим, что с увеличением

степени сжатия КПД цикла растет. Увеличение p приводит к уменьшению термического КПД.

Полезная работа цикла, характеризуемая средним давлением цикла, будет равна:

$$p = \frac{p_a}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1} \cdot [\lambda-1 + k\lambda(p-1)\eta_t]. \quad (1.5)$$

Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении примерно соответствует циклу, осуществляемому в тихоходных компрессорных дизелях. В настоящее время из-за сложности конструкции эти двигатели не применяются.

Цикл с подводом теплоты при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$

На рис. 1.4 приведена схема цикла с комбинированным подводом теплоты при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$.

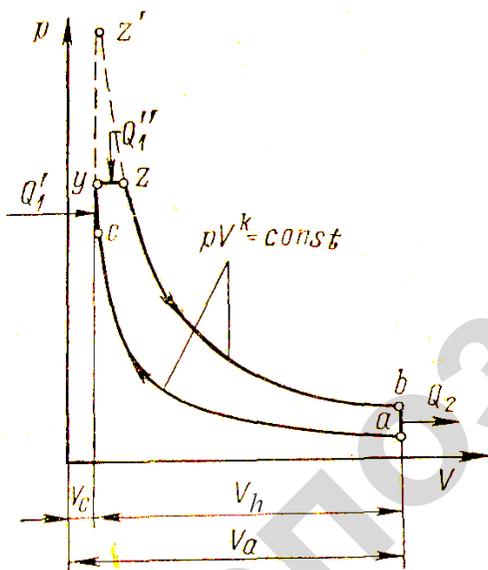


Рис. 1.4. Смешанный цикл с подводом теплоты при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$

Термический КПД цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1' + Q_1''}. \quad (1.6)$$

Подставив в формулу (1.6) значения теплоты Q_2 , Q_1' , Q_1'' из термодинамических выражений и выразив все температуры через начальную T_a , получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda p^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(p - 1)}. \quad (1.7)$$

Как видно из выражения (1.7) термический КПД смешанного цикла зависит от трех параметров: ε , p и λ ; причем η_t уменьшается с ростом p и увеличивается с ростом ε и λ .

Среднее давление цикла:

$$p = p_a \frac{\varepsilon^k (\lambda - 1) + k\lambda(p - 1)}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \eta_t. \quad (1.8)$$

Сравнительный анализ идеальных циклов поршневых ДВС

В технической термодинамике дается детальный анализ идеальных циклов. В частности показано, что при прочих равных условиях самый высокий термический КПД имеет цикл с подводом тепла при постоянном объеме ($V = \text{const}$), самый низкий – цикл с подводом тепла при постоянном давлении ($p = \text{const}$), а цикл со смешанным подводом тепла по величине термического КПД занимает промежуточное положение. При прочих равных условиях η_t тем выше, чем выше степень сжатия.

На рис. 1.5 в координатах p - V построены диаграммы при одинаковых степенях сжатия и равном количестве подведенной теплоты.

Цикл $aczba$ характерен тем, что в нем вся теплота подведена при постоянном объеме ($V = \text{const}$, $p = 1$). В цикле acz_3b_3 вся теплота подведена при постоянном давлении ($p = \text{const}$, $\lambda = 1$). В циклах $acz'z_1b_1a$ и $acz''z_2b_2a$ происходит смешанный подвод теплоты. Оба эти цикла отличаются тем, что во втором случае количество теплоты

при постоянном давлении подводится больше, чем в первом, а, следовательно, количество теплоты, подводимой при постоянном объеме меньше чем в цикле $acz'z_1b_1$. При переходе от цикла с подводом теплоты при постоянном объеме к циклу со смешанным подводом теплоты при давлении в точках z_1 и z_2 будет меньше, а в конце расширения в точках b_1 и b_2 будет больше, следовательно, и температура увеличится. Начальные параметры точки a для всех циклов одинаковы, поэтому количество теплоты, отдаваемой холодному источнику для смешанных циклов $acz'z_1b_1a$ и $acz''z_2b_2a$ будет больше.

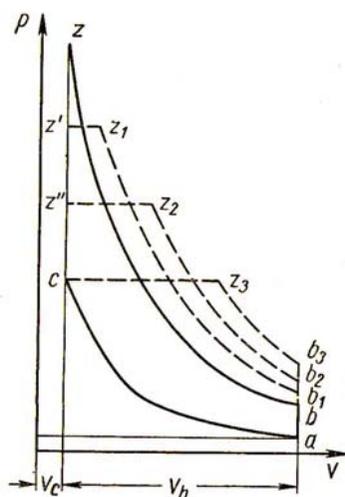


Рис. 1.5. Сравнение различных циклов при одинаковых степенях сжатия и количествах подведенной теплоты

Так как количество подведенной теплоты во всех циклах одинаково, то по мере увеличения степени предварительного расширения ρ и соответственно уменьшения λ термический КПД цикла снижается.

Иллюстрация этого приведена на рис. 1.5, а расчеты в табл. 1.1 при исходных данных: $\epsilon = 17$; $k = 1,4$; $p_a = 0,0984$ МПа; $T_a = 288$ °С; $\mu_{cv} = 0,17$ ккал/кг град; $Q_1 = 1950$ кДж = 466 ккал.

Из таблицы видно, что при прочих равных условиях термический КПД для цикла с подводом тепла при $V = \text{const}$ имеет наибольшее значение.

Однако применение в дизелях более тяжелого топлива, не склонного к детонации, позволяет при осуществлении смешанного цикла

значительно увеличить степень сжатия, что, в конечном счете, делает дизельные двигатели экономичнее бензиновых. Это, прежде всего, относится к современным быстроходным дизелям.

Таблица 1.1

Значения термического КПД в зависимости от λ и ρ при $Q_1 = \text{const}$

Цикл	λ	ρ	η_t
$aczba$	4	1	0,686
$acz'z_1b_1a$	3	1,236	0,684
$acz''z_2b_2a$	2	1,710	0,655
acz_3b_3a	1	3,130	0,584

Таким образом, изучение идеальных циклов, прежде всего, цикла с подводом тепла при постоянном объеме ($V = \text{const}$) (бензиновые двигатели) и цикла с подводом тепла при постоянном объеме и постоянном давлении ($V = \text{const}, p = \text{const}$) (дизельные двигатели) позволяют оценить предельные возможности достижения максимального значения термического КПД η_t (экономичности) и показателей на него влияющих.

При создании реальных двигателей есть предел (η_t идеального цикла) к которому необходимо стремиться.

1.2. Теоретические циклы

Под теоретическим циклом ДВС понимают такой незамкнутый необратимый цикл, который осуществляется реальным рабочим телом с такими же начальными параметрами, что и действительный (реальный) рабочий цикл.

Основные особенности осуществления теоретического цикла:

1. Рабочим телом является смесь газов (воздуха, топлива и продуктов сгорания) переменного состава, количества и теплоемкости.
2. Процессы сжатия и расширения протекают без теплообмена, т. е. адиабатически.
3. Полное сгорание топлива и подвод теплоты осуществляются условно при постоянном объеме ($V = \text{const}$), постоянном давлении ($p = \text{const}$) или по смешанному циклу ($V = \text{const}$ и $p = \text{const}$).
4. Параметры рабочего тела и его состав в начале сжатия такие же, как и в реальном цикле.

5. Процесс очистки цилиндра (отвода теплоты холодному источнику) заменен выпуском отработавших газов при постоянном объеме в точке b .

На рис. 1.6 приведен теоретический цикл со смешанным подводом теплоты при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$.

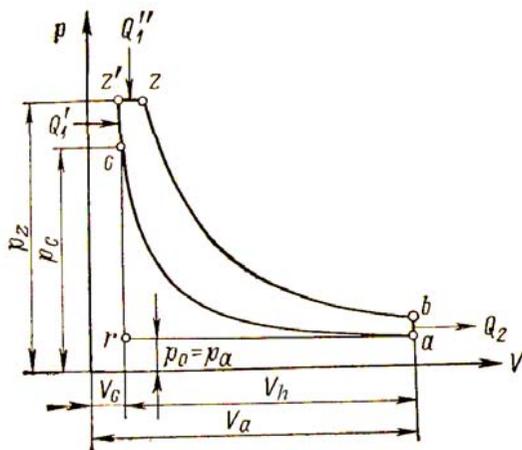


Рис. 1.6. Теоретический цикл двигателя со смешанным подводом теплоты при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$

КПД теоретического цикла меньше, чем соответствующего идеального цикла. Теоретический цикл представляет собой следующую после идеального цикла ступень приближения к действительному циклу.

В теории двигателя еще различают расчетный (теоретический) цикл, который более приближен к действительному циклу, так как при его расчете процессы сжатия и расширения протекают по политропе, учитываются теплоотдача в стенки, процессы газообмена и другие факторы. Путем введения различных опытных коэффициентов расчетный цикл стремятся приблизить к реальному (действительному) циклу.

Существует много подходов и методов математического описания и расчета отдельных процессов, составляющих рабочий цикл. Из методов обобщенного подхода к расчету рабочего цикла в целом наибольшей популярностью пользуется метод, предложенный профессором В. И. Гриневицким, дополненный и усовершенствованный многими учеными. Метод основан на определении среднего давления

цикла и рабочего объема двигателя по результатам теплового расчета, позволяет глубже познать физическую сущность и взаимосвязь процессов, составляющих действительный рабочий цикл.

Расчет параметров цикла выполняется на основе законов и уравнений термодинамики, общей термодинамики и баланса энергии. С учетом изменяющейся теплоемкости рабочего тела осуществляется расчет давлений и температур в характерных точках цикла, по которым строится расчетная теоретическая индикаторная диаграмма и определяются важнейшие индикаторные показатели рабочего цикла.

Сравнение показателей теоретического (расчетного) и идеального циклов позволит установить степень влияния состава и теплоемкости смеси газов и потерь в процессе очистки и зарядки цилиндра на показатели работы реального двигателя.

В то же время сравнение показателей расчетного (теоретического) и действительного (реального) циклов позволяет установить степень приближения действительного цикла к расчетному (теоретическому).

1.3. Действительные циклы ДВС

Действительный цикл – это последовательность физико-химических и термодинамических процессов, протекающих в цилиндрах двигателя, в результате которых термодинамическая энергия топлива превращается в механическую работу.

Действительные процессы в двигателях внутреннего сгорания значительно отличаются от ранее рассматриваемых процессов в идеальных и теоретических циклах.

Потери тепла в системе охлаждения и в окружающую среду, а также неполнота сгорания, наличие фаз газораспределения, гидравлические потери при совершении процессов выпуска и впуска, продолжительность сгорания – вот далеко не полный перечень отличительных особенностей действительных циклов.

Действительный цикл в $p-V$ координатах называют свернутой индикаторной диаграммой, а в $p-\alpha$ координатах – развернутой индикаторной диаграммой. Расчетный цикл, построенный в координатах $p-V$ и $p-\alpha$, называют расчетной (теоретической) индикаторной диаграммой.

Действительный цикл четырехтактного бензинового двигателя приведен на рис. 1.7 в координатах $p-V$ (рис. 1.7, в) и $p-\alpha$ (рис. 1.7, г).

По свернутой индикаторной диаграмме (рис. 1.7, *в*) удобно определять среднее индикаторное давление цикла, индикаторную работу и др. показатели, а по развернутой индикаторной диаграмме (рис. 1.7, *г*) анализировать протекание процесса сгорания и др. В нижней части рис. 1.7 приведена диаграмма в увеличенном масштабе процессов впуска и выпуска.

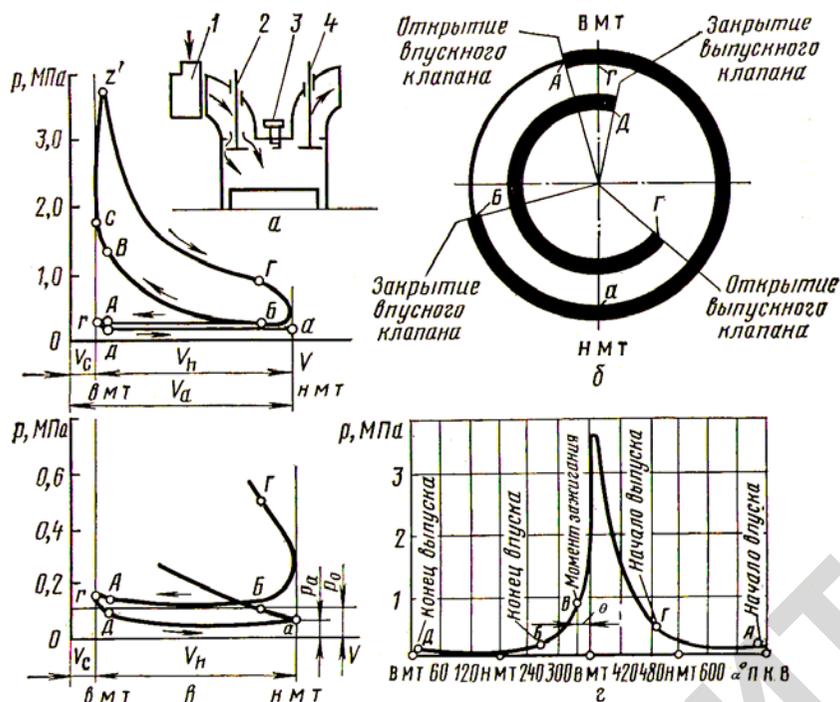


Рис. 1.7. Схема (а), диаграмма фаз газораспределения (б), свернутая (в) и развернутая (г) индикаторные диаграммы четырехтактного бензинового двигателя:
1 – карбюратор; 2 – впускной клапан; 3 – искровая свеча зажигания;
4 – выпускной клапан

Для наглядности на рис. 1.7 изображена схема (рис. 1.7, *а*) и диаграмма фаз газораспределения (рис. 1.7, *б*).

Процесс впуска (*ArDaB*) горючей смеси начинается, когда поршень еще не дошел до ВМТ (точка А). Это делается с целью создания меньшего гидравлического сопротивления, когда наступит основная фаза впуска. Заканчивается впуск после ВМТ в точке Б с целью

дозарядки цилиндра горючей смесью за счет инерции движущегося в трубопроводе заряда. Горючая смесь смешивается в цилиндре с остаточными газами, образуя рабочую смесь. Далее при движении поршня к ВМТ сжимаемая рабочая смесь поджигается искрой в точке В и горит вблизи ВМТ, обеспечивая выделение тепла. Давление и температура значительно возрастают, что дает увеличение внутренней энергии продуктов сгорания. В процессе расширения тепловая энергия превращается в полезную работу. Не доходя до НМТ, открывается выпускной клапан (точка Г), и хотя давление в цилиндре к этому моменту значительно понизилось, оно остается выше атмосферного. Поэтому истечение газов в начальный период происходит со сверхкритической скоростью, что значительно уменьшает потери энергии на основной период выпуска. При движении поршня от НМТ к ВМТ происходит выталкивание отработавших газов из цилиндра. Заканчивается процесс выпуска в точке Д после ВМТ, что позволяет удалить часть отработавших газов используя инерцию заряда.

Действительный цикл четырехтактного дизеля со свободным впуском (схема *а*), диаграмма фаз газораспределения (*б*), свернутая (*в*) и развернутая (*г*) индикаторные диаграммы приведены на рис. 1.8. Как и в бензиновых двигателях, впуск осуществляется на участке (*ArDaB*) и в цилиндр поступает чистый воздух, а затем происходит сжатие (участок *Бс*). В точке В начинается впрыск топлива, которое перемешивается с воздухом и испаряется. Под действием высокой температуры, превышающей на 200–400 К температуру самовоспламенения топлива, происходит воспламенение топлива и его сгорание (участок *cz'*) при резком повышении давления. Процесс сгорания происходит и на участке *z'z*, подвод тепла осуществляется при постоянном давлении ($p = \text{const}$), достигается максимальная температура цикла. При дальнейшем движении поршня к НМТ происходит расширение газов и совершается превращение тепловой энергии в механическую работу. Выпуск начинается в точке Г: происходит истечение газов со сверхкритической скоростью, что сопровождается значительным шумовым фоном, так как давление в цилиндре в несколько раз превышает атмосферное. Выпуск газов (участок *ГArД* на рис. 1.7 и 1.8) занимает и часть впуска.

Сжатие в двигателях внутреннего сгорания начинается после закрытия впускного клапана (точка Б на рис. 1.7 и 1.8) и осуществляется за неполный ход поршня. Поэтому наряду с геометрической степенью сжатия:

$$\varepsilon = (V_h + V_c) / V_c,$$

различают и действительную степень сжатия

$$\varepsilon_d = (V'_h + V_c) / V_c,$$

где V'_h – объем цилиндра в момент закрытия впускного клапана (точка Б на рис. 1.7 и 1.8).

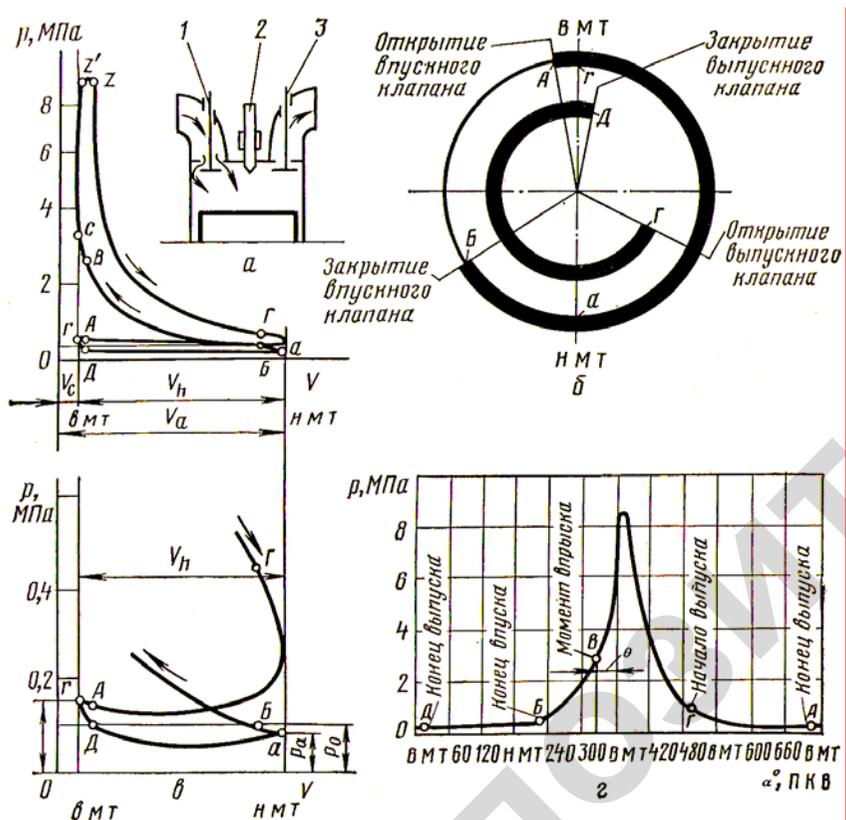


Рис. 1.8. Схема (а), диаграмма фаз газораспределения (б), свернутая (в) и развернутая (г) индикаторные диаграммы четырехтактного дизеля со свободным впуском:
1 – впускной клапан; 2 – форсунка; 3 – выпускной клапан

Действительный цикл четырехтактного дизеля с газотурбинным наддувом (турбина 1 и компрессор 2) представлены на рис. 1.9.

Отличительной особенностью циклов двигателей с турбонаддувом является протекание процесса впуска (линия ra) выше линии выпуска благодаря наличию компрессора 2 (рис 1.9, а), нагнетающего воздух в цилиндры с избыточным давлением.

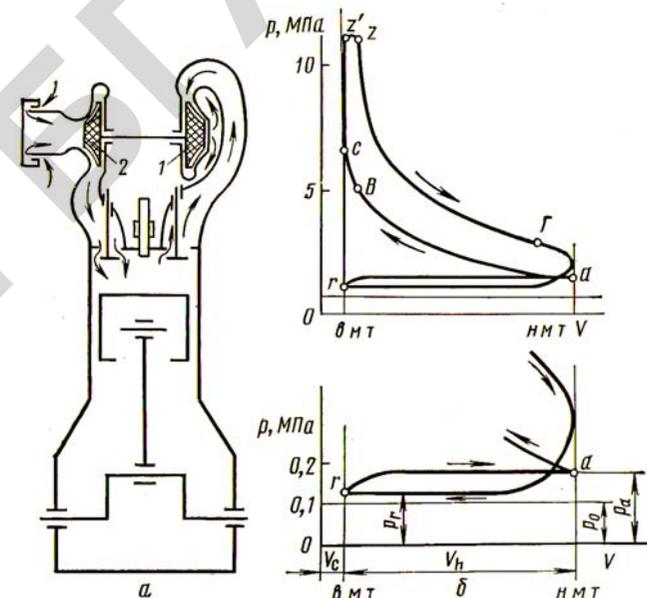


Рис. 1.9. Схема (а) и свернутая индикаторная диаграмма (б) четырехтактного дизеля с газотурбинным наддувом:
1 – газовая турбина; 2 – компрессор

Свернутая индикаторная диаграмма, диаграмма фаз газораспределения и схема двухтактного дизельного двигателя представлены на рис. 1.10.

Действительный цикл двухтактного двигателя осуществляется за один оборот, т. е. за два хода поршня. Принципиального отличия в процессах сжатия, сгорания и расширения в этих двигателях в сравнении с четырехтактными двигателями нет, отличаются процессы впуска и выпуска (процессы газообмена) и их организация.

Первый такт состоит из процесса сгорания cz ; zA – процессы расширения. Точка А на индикаторной диаграмме соответствует

началу открытия поршнем выпускного окна, после чего начинается свободное удаление отработавших газов. При дальнейшем движении поршня к НМТ открывается продувочное окно (точка Г) и отработавшие газы выталкиваются воздухом, подаваемым продувочным насосом. Продувка свежим зарядом продолжается до достижения НМТ (точка а) на диаграмме и в начале второго такта при движении поршня к ВМТ до момента перекрытия выпускных окон (точка Б). Далее начинается сжатие, и в точке В происходит впрыск топлива или подается искра в бензиновом двигателе.

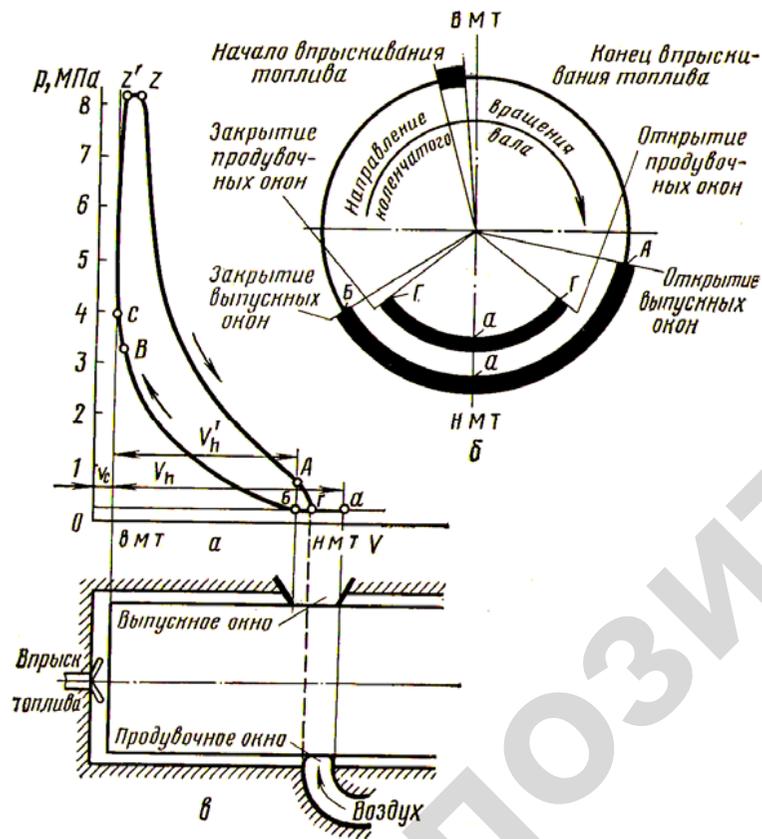


Рис. 1.10. Свернутая индикаторная диаграмма (а), диаграмма фаз газораспределения (б) и схема (в) двухтактного дизеля

Отличительной особенностью двухтактных двигателей является неполное использование объема цилиндра для расширения. Часть рабочего объема используется для очистки и наполнения цилиндра воздухом или горючей смесью (рис 1.10, в) и представляет собой потерянный объем. Отношение потерянного объема V_n к рабочему V_h , $S_n = V_n / V_h$ называют долей потерянного объема в зависимости от схемы продувки, он равен $S_n = 0,10 \dots 0,28$. Тогда с учетом потерянного объема действительная степень сжатия:

$$\varepsilon_d = (V'_h + V_c) / V_c,$$

где $V'_h = V_h - V_n$.

Очевидно, что $\varepsilon > \varepsilon_d$.

2. ПРОЦЕССЫ ГАЗООБМЕНА

В двигателе внутреннего сгорания в каждом цикле необходимо удалять из цилиндра продукты сгорания и заполнять цилиндр новым зарядом. Процессы, выполняющие эту задачу, принято называть процессами газообмена.

На рис. 2.1 представлена часть нижней диаграммы, где показаны процессы газообмена (br – процесс выпуска; ra – процесс впуска).

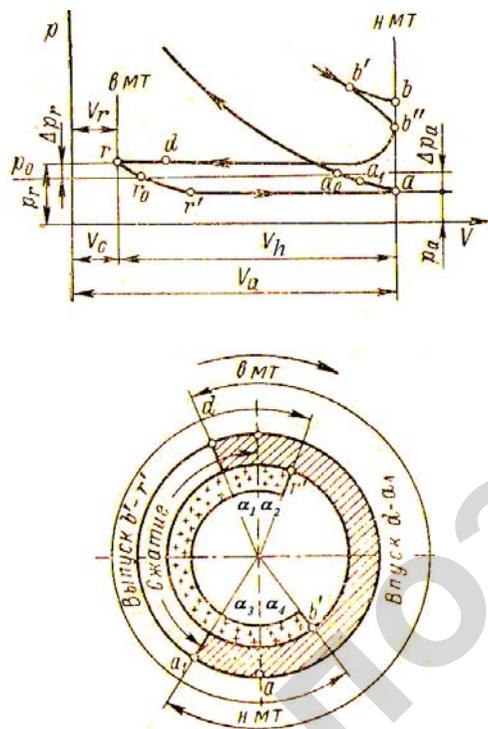


Рис. 2.1. Индикаторная и круговая диаграммы насосных ходов четырехтактного двигателя

Видно, что процессы выпуска и впуска накладываются друг на друга, давление и температура в цилиндрах и трубопроводах остаются непостоянными. Поэтому для расчета и анализа эти параметры усредняют, что позволяет производить их оценку по обычным термодинамическим уравнениям.

2.1. Процесс выпуска

Процесс газообмена начинается в точке b' за $40-70^\circ$ до НМТ, когда начинает открываться выпускной клапан. Давление в цилиндре в этот момент достигает $0,4-0,7$ МПа, а на выходе проходного сечения клапана оно ниже, в результате удаление газов в начальный момент происходит со сверхкритической скоростью порядка $500-700$ м/с. За время протекания свободного выпуска ($b' - b$) из цилиндра удаляется до $50-70\%$ отработавших газов. Предварительное открытие до НМТ выпускного клапана позволяет уменьшить затраты энергии на удаление продуктов сгорания и способствует более полной очистке цилиндра.

Во время второго периода, называемого принудительным выпуском, поршень движется от НМТ к ВМТ и осуществляет выталкивание отработавших газов, затрачивая на это часть индикаторной работы. В ВМТ (точка r) над поршнем остается объем камеры сгорания, заполненный сгоревшими газами с давлением $p_r > p_0$ на величину:

$$\Delta p_r = p_r - p_0,$$

где Δp_r – потери давления в процессе выпуска;
 p_r – давление в конце процесса выпуска;
 p_0 – атмосферное давление.

Величина Δp_r зависит от многих факторов, но главными из них являются сопротивление в системе выпуска и скорость движения удаляемых газов.

Как видно из рис. 2.1, процесс выпуска заканчивается не в ВМТ, а в точке r' с запаздыванием, что позволяет увеличить «время–сечение» клапана и использовать инерцию заряда и волновые явления для лучшей очистки цилиндра.

Значения T_r выбирают большими при увеличении скоростного режима и меньшими при увеличении степени сжатия и угла опережения

зажигания. Следует учитывать, что параметры p_r и T_r оказывают заметное влияние на коэффициент наполнения η_v .

При теоретических расчетах параметры выпуска p_r и T_r обычно выбирают, имея данные прототипа, а в конце теплового расчета делают их проверочную оценку.

Для автотракторных двигателей без наддува и с наддувом при выпуске отработавших газов в атмосферу давление остаточных газов:

$$p_r = (1,05 \dots 1,25) p_0.$$

Для быстроходных двигателей применяют большее значение p_r .

Для двигателей с газотурбинным наддувом:

$$p_r = (0,75 \dots 0,98) p_k,$$

где p_k – давление наддува, МПа.

Примерные значения p_r :

- бензиновые двигатели: 0,102–0,120 МПа;
- дизели без наддува: 0,105–0,125 МПа;
- дизели с наддувом (при $p_k \leq 0,2$ МПа, без промежуточного охлаждения воздуха): 0,75–0,95 p_k МПа;
- двухтактные дизели: 0,105–0,12 МПа.

Давление остаточных газов зависит от конструкции выпускного тракта, числа и расположения клапанов, фаз газораспределения, частоты вращения и нагрузки двигателя, способа наддува и др. факторов. Для быстроходных двигателей принимают верхние пределы выше приведенных значений p_r .

Температуру остаточных газов в конце выпуска T_r принимают в пределах:

- бензиновые двигатели: 900–1100 К;
- двигатели без наддува и с наддувом (при давлении наддува $p_k \leq 0,2$ МПа и без промежуточного охлаждения воздуха): 600–900 К;
- двухтактные дизели: 600–900 К.

2.2. Процесс выпуска

Процесс выпуска условно начинается в точке a' (рис. 2.1) с опережением на 10–30° до прихода поршня в ВМТ. Подготовительный период ($a'r$) делается с целью улучшения наполнения цилиндра, так

как к моменту основного периода впуска (r_0a) у впускного клапана будет уже некоторое проходное сечение, что обеспечит меньшее гидравлическое сопротивление потоку воздуха или горючей смеси. В точке r_0 поршень движется к НМТ, и цилиндр начинает заполняться свежим зарядом (за основной период поступает до 90 %). Заканчивается выпуск в точке a' за 35–70° после НМТ, что обеспечивает эффект дозарядки благодаря скоростному напору, инерционным и волновым явлениям. В номинальном режиме при правильно спроектированной системе впуска дозарядка может составить до 10–15 %.

На участке $a'r'$ оба клапана открыты. Этот период газообмена называется перекрытием клапанов. Примерные фазы газораспределения для четырехтактных двигателей приведены в табл. 2.1, из которой видно, что перекрытие клапанов у четырехтактных двигателей без наддува составляет 30–70° п. к. в., а у двигателей с наддувом – 100–140° п. к. в.

Таблица 2.1

Фазы газораспределения современных четырехтактных двигателей

Двигатель	Впускной клапан		Выпускной клапан	
	Открытие до ВМТ	Закрытие после НМТ	Открытие до ВМТ	Закрытие после НМТ
Бензиновый с ИЗ	10–35	45–70	55–75	15–45
Дизель без наддува	15–20	25–50	25–50	15–30
Дизель с наддувом	45–80	45–50	45–50	55–60

При перекрытии клапанов через впускной клапан поступает свежий заряд, а через выпускной удаляются отработавшие газы. Такой газообмен называется продувкой цилиндра. Продувка позволяет удалить больше отработавших газов из цилиндра и понизить температуру заряда в конце впуска (точка a' , см. рис. 2.1), что положительно сказывается на наполнении цилиндра свежим зарядом. В то же время при перекрытии клапанов часть свежего заряда, поступившего в цилиндр, может удаляться с отработавшими газами, что отрицательно влияет на экономичность двигателя.

Инерционные и волновые явления, протекающие в процессах газообмена в быстроходных двигателях, носят сложный характер, поэтому аналитический расчет оптимальных фаз газораспределения затруднен и, как правило, их подбирают экспериментально.

2.2.1. Параметры процесса впуска

Основным параметром, по которому можно оценить процесс впуска, является коэффициент наполнения η_v . Величина коэффициента наполнения η_v зависит от многих факторов, основными из которых являются: давление и температура смеси или воздуха в конце наполнения (точка a) p_a, T_a ; давление и температура остаточных газов (точка r) p_r, T_r ; коэффициент остаточных газов γ_r , степени сжатия ε и др., т. е.:

$$\eta_v = f(p_a, T_a, p_r, T_r, \gamma_r, \varepsilon).$$

Влияние каждого из указанных факторов (параметров) на величину η_v можно оценить, рассматривая каждый из них в отдельности. При расчете процесса впуска предполагаем, что он заканчивается в точке a .

Давление в конце впуска p_a – основной фактор, от которого зависит наполнение цилиндра. Чем выше значение p_a , тем лучше наполнение. Увеличение p_a на 0,01 МПа позволяет повысить коэффициент наполнения до 15 %. Величина p_a зависит, прежде всего, от гидравлического сопротивления системы впуска, состоящей из трубопроводов, фильтров, клапанов. И для двигателей со свободным впуском (без наддува) оно всегда меньше атмосферного:

$$\Delta p_a = p_0 - p_a$$

$$\text{или } p_a = p_0 - \Delta p_a.$$

Давление окружающей среды при расчете процесса впуска принимаем равным $p_0 = 0,1$ МПа; а температуру $T_0 = 293$ К.

В двигателях с наддувом воздух в цилиндры поступает после сжатия его в компрессоре до давления p_k при температуре T_k . При наличии охлаждающей ступени, воздух будет иметь другие параметры, принимаемые в качестве параметров окружающей среды. Тогда давление в конце впуска:

$$p_a = p_k - \Delta p_a,$$

где p_k – давление наддува.

Для определения p_a и T_a в теоретическом расчетном цикле применяют два подхода.

В первом из них p_a определяют из условия: $p_a = p_0 - \sum p_{\text{сопр}}$ (где $\sum p_{\text{сопр}}$ – суммарное гидравлическое сопротивление впускного тракта), а затем рассчитывают η_v . Однако, известны примеры, когда на одном и том же двигателе при значительном увеличении $\sum p_{\text{сопр}}$ получают существенно более высокие значения p_a и η_v (в результате волновых настроек системы).

Потери давления на впуске Δp_a могут быть определены из уравнения Бернулли:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi) \frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \rho_k \cdot 10^{-6}, \quad (2.1)$$

где β – коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра;

ξ – коэффициент сопротивления впускной системы в наиболее узком ее сечении;

$\omega_{\text{вп}}$ – средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы (в проходном сечении клапана или в продувочных окнах);

ρ_k – плотность заряда на впуске при наддуве.

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_b T_k} \quad \text{или} \quad \rho_o = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_b T_o},$$

где R_b – удельная газовая постоянная воздуха.

Величину $(\beta^2 + \xi)$ в уравнении принимают равной 2,5–3,5 для бензиновых двигателей и 3–4 для дизелей.

Средняя скорость движения заряда $\omega_{\text{вп}}$ обычно лежит в пределах 85–130 м/с для бензиновых двигателей и 65–90 м/с для дизелей.

Значение Δp_a для двигателей лежит в пределах:

– бензиновые двигатели: $(0,05 \dots 0,2)p_0$;

– дизели без наддува: $(0,03 \dots 0,18)p_0$;

– дизели с наддувом: $(0,03 \dots 0,01)p_k$.

Более корректным является метод определения p_a , при котором задаются величиной η_v , сообразуясь с закладываемыми конструктивными

особенностями проектируемого двигателя и данными ближайших прототипов, а затем рассчитывают p_a и T_a .

Значение p_a рассчитывают из уравнения баланса тепла (энергий):

$$Q_a = Q_1 + Q_r.$$

Или $M_a \mu_{cv} T_a = M_1 \mu_{cv1} T_1 + M_r \mu_{cvr} T_r$ (здесь буквами M , μ_{cv} и T обозначены молекулярные массы, молярные теплоемкости и температуры с соответствующими индексами). Подставляя в это уравнение значения молекулярных масс, полученные из соответствующих термодинамических уравнений состояния газа, после преобразований (здесь не рассматриваются) получают:

$$p_a = \frac{p_0 \eta_v (\varepsilon - 1) T'_0 + p_r T_0}{\varepsilon T_0}, \quad (2.2)$$

где $T'_0 = T_0 + \Delta T$ – температура свежего заряда с учетом его подогрева во впускной системе.

Величина подогрева заряда ΔT зависит от конструкции впускной системы, нагрузки на двигатель, числа оборотов, основных размеров двигателя и способа охлаждения двигателя.

Повышение ΔT улучшает процесс испарения топлива и поэтому положительно влияет на смесеобразование, но при этом плотность заряда уменьшается, что отрицательно сказывается на коэффициенте наполнения и как результат на мощности двигателя.

Для четырехтактных двигателей значение ΔT принимают в следующих пределах:

- бензиновые двигатели: 0–25 °С;
- дизели без наддува: 20–40 °С;
- дизели с наддувом: 0–10 °С;
- двухтактные дизели с прямоточной продувкой: 5–10 °С.

Анализ экспериментальных данных показывает, что величина p_a для двигателей в номинальном режиме находится в пределах:

- бензиновые двигатели: 0,07–0,09 МПа;
- дизели без наддува: 0,085–0,09 МПа;
- дизели с наддувом: 0,090–0,096 МПа.

Температура в конце процесса впуска T_a может быть определена из уравнения баланса теплоты свежего заряда и остаточных газов до и после их смешения:

$$M_1 \mu_{cv} (T_a + \Delta T) + M_r \mu_{cvr} T_r = (M_1 + M_r) \mu_{cvr} T_a, \quad (2.3)$$

где M_1 , M_r – количество киломолей свежего заряда и остаточных газов;

μ_{cv} , μ_{cvr} , μ_{cva} – молярные теплоемкости свежего заряда, остаточных газов и рабочей смеси;

ΔT – подогрев свежего заряда от деталей впускной системы;

T_r – температура остаточных газов;

T_a – температура в конце впуска.

Если предположить с некоторым приближением, что $\mu_{cv} = \mu_{cvr} = \mu_{cva}$, разделить уравнение (2.3) на M_1 и учесть, что $\gamma_r = M_r / m_1$, будем иметь:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}, \quad (2.4)$$

где γ_r – коэффициент остаточных газов.

Для двигателей с наддувом в формуле (2.4) принимают $T_0 = T_k$, формула справедлива и для двухтактных двигателей.

Значение T_a у современных двигателей находится в пределах:

- бензиновые двигатели: 320–380 К;
- дизели без наддува: 310–350 К;
- дизели с наддувом: 320–400 К.

Коэффициент остаточных газов представляет собой отношение количества молей остаточных газов M_r к молям свежего заряда M_1 .

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}. \quad (2.5)$$

Уменьшение γ_r означает лучшее наполнение цилиндров свежим зарядом и, как следствие, более быстрое сгорание топлива в цилиндре, что, безусловно, положительно сказывается на мощностных и экономических показателях двигателей.

Величина γ_r будет тем меньше, чем больше степень сжатия в двигателе, температура T_r , угол перекрытия клапанов, а также чем меньше давление p_r .

У современных двигателей величина γ_r лежит в пределах:

– бензиновые двигатели: 0,07–0,12;

– дизели: 0,03–0,06.

У двухтактных двигателей коэффициент γ_r зависит от схем продувки и колеблется в пределах 0,06–0,2.

Быстроходные современные двигатели характеризуются большими значениями p_r и γ_r .

Степень сжатия довольно существенно влияет не только на величину γ_r , но и на КПД двигателей. Увеличение степени сжатия у двигателей влечет за собой уменьшение объема камеры сгорания и, как результат, уменьшение объема остаточных газов. Вот почему у дизельных двигателей коэффициент остаточных газов, как показано выше, имеет меньшее значение.

2.2.2. Коэффициент наполнения

Чем выше значение коэффициента наполнения η_v , тем большее количество свежего заряда поступает в цилиндр (воздуха или горючей смеси), что определяет количество сжигаемого топлива, а, следовательно, и величину работы, получаемой за цикл.

Коэффициентом наполнения называют отношение количества молей M_1 или килограммов G свежего заряда (воздуха), действительно поступившего в цилиндр в процессе впуска, к такому теоретическому количеству молей M_0 или килограммов G заряда (воздуха), которое могло бы поместиться в рабочем объеме V_h цилиндра при условии, что температура и давление в цилиндре равны температуре и давлению окружающей среды, из которой поступает свежий заряд (p_0 и T_0 для двигателей без наддува; p_k и T_k – для двигателей с наддувом):

$$\eta_v = \frac{M_1}{M_0} = \frac{G_1}{G_0}, \quad (2.6)$$

где M_1 , G_1 – действительное количество заряда, поступившего в цилиндр двигателя в процессе впуска (соответственно число молей и масса (кг) свежего заряда);

M_0 и G_0 – число молей и масса (кг) свежего заряда, которые могли бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при T_0 и p_0 (p_k и T_k).

Величину коэффициента наполнения можно получить из уравнения состояния заряда в точке a , предположив, что впуск заканчивается в НМТ (точка a) рис. 2.1, т. е. без учета дозарядки (участок a и b).

Количество молей рабочего тела в конце наполнения:

$$M_a = M_1 + M_r = M_1(1 + \gamma_r). \quad (2.7)$$

Откуда

$$M_1 = \frac{M_a}{1 + \gamma_r}. \quad (2.8)$$

Из характеристического уравнения для точки a

$$p_a V_a = 8314 M_a T_a.$$

Количество молей рабочего тела в точке a определяется:

$$M_a = \frac{p_a V_a}{8314 T_a}, \quad (2.9)$$

где 8314 – удельная газовая постоянная, Дж/(кмольК).

Подставив полученное выражение (2.9) в формулу (2.7) получим:

$$M_1 = \frac{p_a V_a}{8314 T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}. \quad (2.10)$$

Теоретическое количество молей заряда, которое можно разместить в рабочем объеме цилиндра V_h определится из характеристического уравнения состояния:

$$M_0 = p_0 V_h (8314 T_0). \quad (2.11)$$

После подстановки значений M_1 (2.10), M_0 (2.11) в уравнение (2.6) получим:

$$\eta_v = \frac{p_a V_a T_0}{p_0 V_h T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} \quad (2.12)$$

Так как

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

то окончательно получим выражение для η_v :

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \quad (2.13)$$

Для двигателей с наддувом $p_0 = p_k$ и $T_0 = T_k$, то:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \quad (2.14)$$

Формулы (2.13) и (2.14) справедливы как для четырехтактных, так и для двухтактных двигателей. В случае двухтактных двигателей в этих уравнениях необходимо вместо степени сжатия ε использовать действительную степень сжатия (ε_d), температуру и давление продувочного воздуха.

Значение коэффициента наполнения η_v в номинальном режиме у существующих автотракторных двигателей находится в пределах:

- двигатели бензиновые и газовые с искровым зажиганием: 0,75–0,85;
- дизели без наддува: 0,8–0,85;
- дизели с наддувом: 0,9–0,97;
- двухтактные дизели: 0,75–0,85.

Увеличение коэффициента наполнения η_v за счет дозарядки (рис. 2.1 на участке aa_1) может составить от 2 до 15 % в зависимости от скоростного режима (большее значение принимают для высокоскоростных двигателей) и учитывается в формулах (2.13) и (2.14) коэффициентом дозарядки ($\rho_{доz} = 1,02–1,15$).

При эффективной продувке камеры сжатия в этих формулах вводится коэффициент очистки $\rho_{оч}$. Это увеличивает η_v на 2–4 %.

2.2.3. Влияние различных факторов на коэффициент наполнения

Анализ полученных выражений для η_v (2.13) и (2.14) показывает, что коэффициент наполнения является функцией ряда взаимосвязанных между собой параметров, зависящих от конструкции и условий работы двигателя.

Степень сжатия. Из формул (2.13) и (2.14) следует, что с ростом ε коэффициент наполнения уменьшается пропорционально величине $\varepsilon / \varepsilon - 1$. На самом деле с ростом ε уменьшаются γ_r и T_r , а также изменяются другие параметры, рост ε оказывает сложное влияние на величину η_v . В итоге влияние ε на η_v носит незначительный характер.

Скоростной режим двигателя. На рис. 2.2, а показано, что коэффициент наполнения у бензиновых двигателей меняется круче и с ростом скоростного режима падает в большей степени, чем у дизельных двигателей. Объясняется это тем, что с увеличением оборотов сопротивление впускного бензинового тракта растет сильнее из-за наличия дроссельной заслонки.

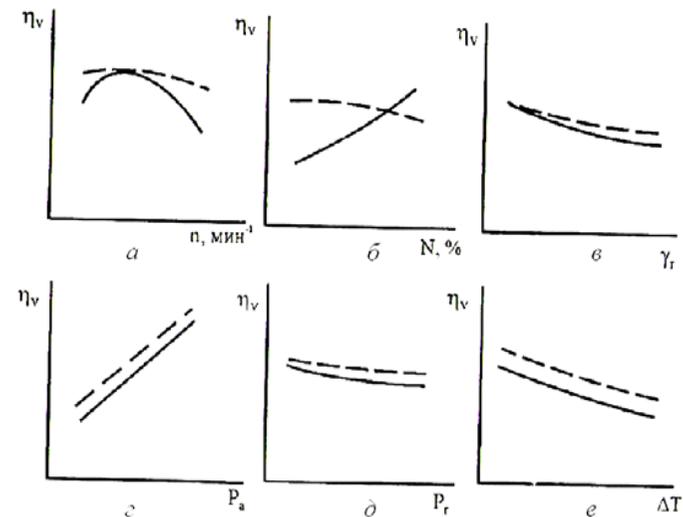


Рис. 2.2. Влияние на η_v различных параметров:
 ——— двигатели с ИЗ и внешним смесеобразованием;
 - - - - - дизели

Из уравнения (2.1) следует, что потери давления на впуске пропорциональны квадрату оборотов коленчатого вала, поэтому увеличивается Δp_a и уменьшается p_a , что влечет за собой падение коэффициента наполнения.

У дизельных двигателей скоростной режим оказывает менее заметное влияние на коэффициент наполнения, и кривая η_v протекает полого.

Нагрузка по-разному влияет на величину η_v в дизеле и бензиновом двигателе, что зависит от способа регулирования мощности.

В дизелях нагрузка регулируется количеством впрыскиваемого топлива (качественное регулирование). Сопротивление впускной системы при увеличении нагрузки остается практически неизменным, а увеличивается только подогрев заряда, что влечет за собой некоторое уменьшение η_v (рис. 2.2, б). При этом уменьшении нагрузки подогрев заряда уменьшается и η_v плавно растет.

В бензиновых двигателях, где регулирование нагрузки осуществляется дросселированием (количественным регулированием дроссельной заслонки), с уменьшением нагрузки заслонка прикрывается, сопротивление на впуске возрастает, растет подогрев заряда и коэффициент остаточных газов (рис. 2.2, в), давление p_a уменьшается, что приводит к более крутому снижению η_v .

Если при полном открытии дроссельной заслонки η_v равен примерно 0,7–0,9, то при минимальном открытии η_v уменьшается до 0,15–0,25 и значительно возрастают насосные потери. Это является недостатком количественного способа регулирования.

Конструкция впускной и выпускной системы и их техническое состояние. Чем больше потерь во впускном и выпускном трубопроводах, тем меньше давление p_a , тем больше Δp_a , больше давление p_r , коэффициент наполнения η_v падает (рис. 2.2, г) и насосные потери возрастают.

Сопротивление впускной системы зависит, прежде всего, от проходного сечения клапана (времени сечения), шероховатостей во внутренней поверхности трубопроводов, сужений, поворотов, сопротивления карбюратора и воздухоочистителей, а для двигателей с наддувом – от наличия охладителя воздуха. Меньшей сопротивляемостью отличаются впускные системы дизелей и двигателей с впрыском бензина. Как видно из рис. 2.2, д влияние p_r на коэффициент наполнения меньше, чем p_a (рис. 2.2, г). Поэтому в двигателях стремятся увеличить диаметр впускного клапана или поставить два клапана и более. Для создания вихревых движений в двигателях с ИЗ (улучшают сгорание)

выполняют вихревые каналы или отклоняющие пластины, что несколько увеличивает сопротивление на впуске.

Правильная эксплуатация двигателей, своевременная смена фильтров, регулировка тепловых зазоров и др. уменьшает потери давления на впуске и улучшает мощностные показатели.

Фазы газораспределения существенно влияют на наполнение цилиндров. Постоянные фазы газораспределения, как было отмечено выше, подбираются экспериментально и являются оптимальными в узком диапазоне скоростных режимов. Они обеспечиваются соответствующим профилем кулачков и кинематикой клапанов.

На современных двигателях получают распространение механизмы, позволяющие изменять не только фазы газораспределения, но и закон подъема клапана в зависимости от скоростного режима двигателя. При этом улучшается наполнение, возрастает крутящий момент двигателя и сокращаются затраты на газообмен.

Подогрев свежего заряда в бензиновых двигателях необходим. Он улучшает испаряемость топлива и смесеобразование, но только в пределах разумного. В дизелях подогрев нецелесообразен, необходимо стремиться к уменьшению его величины.

Таковы основные факторы, влияющие на наполнение цилиндра. Определенное влияние на коэффициент наполнения могут оказывать состав смеси, угол опережения зажигания, атмосферные условия и др. Самое большое влияние на коэффициент наполнения оказывает наддув двигателя.

2.2.4. Наддув двигателей

Коэффициент наполнения двигателей с наддувом довольно высок, что дает возможность подачи дополнительного количества топлива в цилиндры, т. е. форсировать двигатель по теплу, а, следовательно, увеличить мощность на 30–40 % без изменения размерности двигателя. Одновременно с увеличением мощности снижается удельный расход топлива и уменьшается токсичность отработавших газов.

В зависимости от давления p_k , создаваемого компрессором, наддув различают:

- низкий (Н): $p_k < 0,15$ МПа;
- средний (С): $p_k = 0,15 \dots 0,22$ МПа;
- высокий (В): $p_k > 0,22$ МПа.

В современных двигателях применяются следующие виды наддува:

- импульсный (акустический);
- инерционный (динамический);
- механический;
- газотурбинный;
- комбинированный.

При импульсном наддуве используются волновые явления движущегося по трубопроводам заряда. Если подобрать длину трубопровода такой, чтобы волна пришла в момент открытого клапана с максимальным давлением, то наполнение цилиндра увеличится. Причем длину впускного трубопровода можно менять в зависимости от скоростного режима. В сочетании с изменяющимися фазами газораспределения, изменяющейся длиной впускного трубопровода, впрыском бензина в камеру сгорания и наличием в цилиндре двух впускных клапанов можно достигнуть коэффициента наполнения больше единицы (1,05–1,08).

На рис. 2.3 представлена схема инерционного (динамического) наддува. Изменение длины впускного тракта производится с помощью заслонки 4. На малой и средней частоте вращения воздух попадает в цилиндр по длинному трубопроводу (заслонка переводится в горизонтальное положение). Это обеспечивает дозарядку цилиндров в этих режимах.

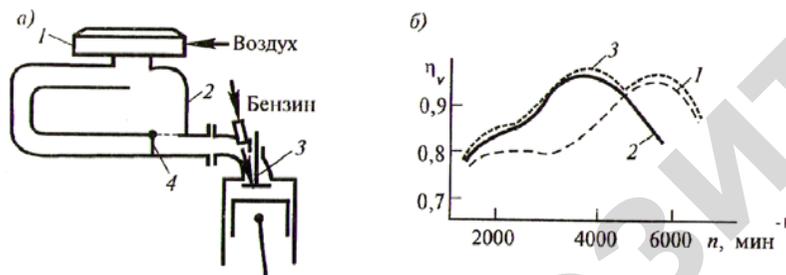


Рис. 2.3. Динамический наддув двигателя:
 а – схема системы: 1 – воздухоочиститель; 2 – ресивер; 3 – впускной клапан;
 4 – заслонка; б – изменение η_v при различном положении заслонки 4:
 1 – вертикальное; 2 – горизонтальное; 3 – управление заслонкой

С увеличением частоты вращения длину трубопровода необходимо уменьшить, тогда заслонка переводится в вертикальное положение, что обеспечивает лучшее наполнение в этих режимах.

Применение двух заслонок позволяет еще эффективнее использовать явления динамического наддува.

При механическом наддуве привод компрессора осуществляется от коленчатого вала двигателя (рис. 2.4) через жесткую или регулируемую передачу. Механический наддув обеспечивает хороший пуск двигателя и лучшее динамическое качество машин на малых скоростных режимах, уменьшается и выброс сажи дизеля при разгоне. Но вследствие затрат энергии на привод компрессора двигатель имеет несколько худшую экономичность, что обуславливает его применение при низком наддуве (H) до 0,15 МПа. При увеличении давления наддува растут потери мощности, экономичность двигателя существенно падает. В последнее время механический наддув начали применять на некоторых двигателях легковых автомобилей *Mersedes*.

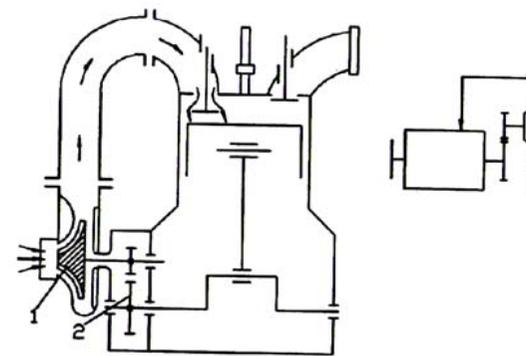


Рис. 2.4. Схема механического наддува:
 1 – нагнетатель (центробежный компрессор);
 2 – механическая передача

Использование энергии отработавших газов для наддува позволяет по сравнению с механическим наддувом улучшить топливную экономичность двигателя, упростить конструкцию, повысить давление наддува, увеличить степень форсирования двигателей наддувом и улучшить удельные показатели. Такой способ наддува называется газотурбинным наддувом (рис. 1.9).

Газотурбинный наддув различают по способу подвода отработавших газов к турбине 1.

Изобарная система подвода газов предполагает выравнивание давления газов, поступивших из цилиндров в ресивер перед турбиной

(рис. 2.5). Достоинством такого наддува газов является то, что турбина работает с постоянным давлением при высоком КПД.



Рис. 2.5. Изобарная система наддува

Импульсная система подвода газов (рис. 2.6) к импульсной (парциальной) турбине лучше использует кинетическую энергию газов. Импульсную систему используют при низком наддуве и малых частотах вращения.

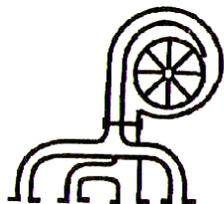


Рис. 2.6. Импульсная система наддува с турбиной с парциальным подводом газа

Система с преобразованием импульсов занимает промежуточное значение между изобарной и импульсной (рис. 2.7).

В этой системе подвода газа используются выгоды от пульсаций давления в выпускном коллекторе (уменьшается работа на принудительное выталкивание и продувку цилиндра). Уменьшение пульсаций перед турбиной повышает КПД турбины.



Рис. 2.7. Система с расположением преобразователя импульсов:
а, б – в выпускном коллекторе; в – в корпусе турбины;
1 – корпус турбины; 2 – рабочее колесо

Для автотракторных дизелей, где применяется средний наддув, наибольшее распространение получили импульсные системы подвода газа к турбине.

Безусловно, наддув как средство увеличения массового наполнения цилиндров будет более эффективным, если сжатый и подогретый после компрессора воздух (свежий заряд) пройдет промежуточное охлаждение в специальном холодильнике. Такие схемы охлаждения (воздушно-воздушная или жидкостно-воздушная) применяются в автомобилях и тракторах.

Для повышения эффективности наддува на малых нагрузках применяют регулирование турбокомпрессоров. Для этого увеличивают давление наддува p_k на малых частотах вращения и уменьшают p_k на малых нагрузках.

2.2.5. Особенности процессов газообмена в двухтактных двигателях

Процессы газообмена в двухтактных двигателях (рис. 1.10) ограничены во времени и осуществляются в конце хода расширения и в начале хода сжатия. Длительность их в 3–3,5 раза меньше, чем в четырехтактных двигателях. Из рис. 1.10, в видно, что протекание газообмена происходит при открытых впускных (продувочных) и выпускных окнах, т. е. удаление отработавших газов и поступление свежего заряда происходит почти одновременно.

Процесс газообмена начинается в точке А, когда открываются выпускные окна и давление составляет 0,4–0,6 МПа и выше. Истечение газов происходит с критической скоростью и постепенно уменьшается до критических значений. Этот период называется свободным выпуском. Заканчивается этот период, когда давление в цилиндре становится равным давлению на выпуске p_k . Где-то в это время открываются продувочные окна (точка Г) и в цилиндр начинает поступать свежий заряд, который перемешивается с отработавшими газами. Одновременно, через выпускные окна происходит удаление отработавших газов, а затем и свежего заряда (теряется до 20%). Этот период условно называют периодом продувки-наполнения. Заканчивается второй период в момент закрытия впускных или продувочных окон.

Последний период зависит от схемы продувки. Если раньше закрываются продувочные (впускные) окна, то в этот момент еще часть выпускных окон остается открытыми и происходит частичное

удаление воздуха (рабочей смеси) из цилиндра, период называется утечкой заряда. При закрытии первыми выпускных окон, через впускные окна в цилиндр по инерции дополнительно поступает заряд, и период называют дозарядкой цилиндра.

Закрытие выпускных продувочных окон после впускных, характерно для петлевой схемы газообмена (рис. 2.8, а, б).

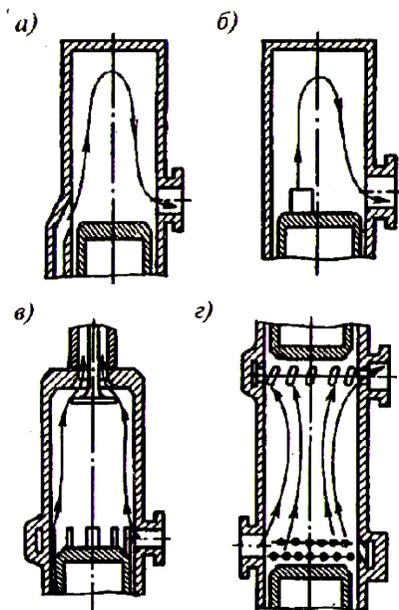


Рис. 2.8. Схемы продувки двухтактных двигателей:
 а – петлевая при параллельном расположении окон;
 б – петлевая при эксцентричном расположении окон;
 в – прямоточная клапанно-щелевая; з – прямоточная щелевая

В этих схемах газообмена движение заряда происходит вдоль стенок цилиндра в камеру сгорания и обратно, образуя петлю и далее к выпускным окнам.

При такой схеме газообмена, как было отмечено выше, теряется часть заряда и ухудшается экономичность двигателей. Эти схемы характерны для пусковых и мотоциклетных двигателей.

В прямоточных схемах газообмена (рис. 2.8, в, з) свежий заряд движется вдоль стенок, не меняя направление, выталкивает отработавшие газы. При этом заряд приобретает вращательное движение,

способствуя лучшему смесеобразованию и лучшей очистке цилиндра. В таких схемах газообмена меньше потерянного объема. Благодаря этому и дозарядке цилиндра свежим зарядом (впускные окна закрываются раньше) двигатели с прямоточной продувкой имеют лучшие мощностные и экономические показатели, чем при петлевой схеме газообмена.

Если сравнить процессы газообмена у четырехтактных и двухтактных двигателей, то у последних очистка и наполнение цилиндра ниже. Кроме этого при продувке у бензиновых двигателей теряется и часть свежего заряда. Поэтому двухтактные двигатели находят ограниченное применение.

3. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

В результате процесса сжатия в двигателях повышается температурный перепад, в котором осуществляется рабочий цикл, так создаются благоприятные условия для сгорания топлива, и обеспечивается максимально достижимая степень расширения продуктов сгорания в цилиндре. Работа газов в процессе расширения увеличивается, что повышает экономичность двигателя.

В теоретических циклах сжатие происходит при движении поршня от НМТ к ВМТ без теплообмена со стенками цилиндра, т. е. процесс адиабатический. В реальных двигателях сжатие протекает при наличии фаз газораспределения, а сам процесс носит сложный характер, сопровождающийся постоянным теплообменом между рабочим телом и деталями цилиндропоршневой группы, утечкой топлива через зазоры и испарением части топлива у бензиновых двигателей. При этом процесс сжатия носит политропный характер.

В теоретическом расчетном цикле, который больше приближен к действительному, предполагается наличие теплообмена между газом и деталями, но невозможно учесть фазы газораспределения. Процесс сжатия в этом случае протекает по политропе.

При движении поршня от НМТ к ВМТ происходит сжатие поступившего в цилиндр свежего заряда, температура которого значительно ниже средней температуры окружающих деталей и тепло подводится к рабочему телу (+Q). Кривая политропного сжатия действительного процесса протекает несколько выше (участок *ab*) кривой адиабатного сжатия (*a1b*) и показатель политропы n'_1 больше показателя адиабаты k_1 (рис. 3.1).

По мере движения поршня к ВМТ температура рабочего тела увеличивается, а интенсивность теплообмена уменьшается вследствие выравнивания температур рабочего тела и стенок цилиндра. Значение переменного показателя политропы n'_1 приближается к показателю адиабаты. В точке *b* $n'_1 = k_1$, т. е. температура стенок цилиндра и рабочего тела выравнивается. На участке *bc* происходит дальнейшее сжатие заряда, теплообмен идет в обратном направлении – от заряда

к деталям (-Q) и переменный показатель политропы $n'_1 < k_1$. Кривая политропного сжатия *bc* проходит более полого, чем кривая адиабаты (участок *bc'*).

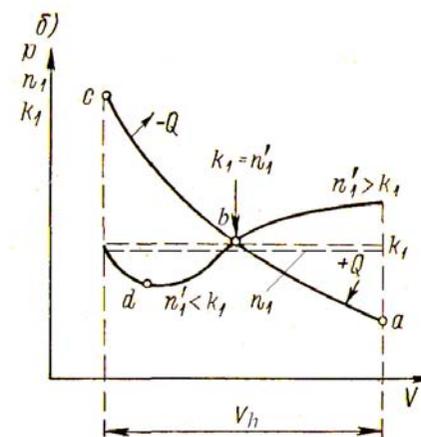
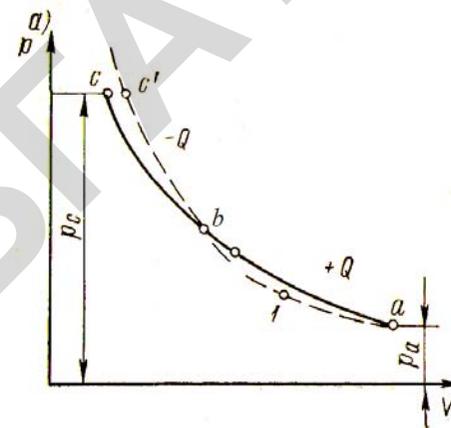


Рис. 3.1. Анализ характеристик теплообмена в процессе сжатия рабочего тела в цилиндре

Максимальное значение переменного показателя политропы n'_1 наблюдается при положении поршня в НМТ, затем он уменьшается и минимального значения достигает ближе к ВМТ. Вблизи ВМТ переменный показатель n'_1 несколько возрастает, что объясняется снижением теплообмена из-за уменьшения площади зеркала цилиндра

и уменьшением объема рабочего тела, а также тепловыделением в результате начала процесса сгорания.

При расчете теоретического цикла использование переменного показателя политропы n'_1 вызывает определенные затруднения и, как правило, не оправдано. При тепловом расчете двигателя действительный политропический процесс с переменным показателем политропы n'_1 заменяется условным политропическим процессом с постоянным (средним) значением показателя политропы n_1 ($pV^{n_1} = \text{const}$). Значение показателя n_1 рассчитывается на основе метода последовательных приближений по уравнениям работы и теплообмена в процессе сжатия и в учебных целях по эмпирическим формулам. Для определения n_1 может быть рекомендована эмпирическая формула В. А. Петрова:

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n}, \quad (3.1)$$

где n – частота вращения, мин^{-1} .

Ориентировочные значения среднего показателя политропы:

- бензиновые двигатели с ИЗ: 1,34–1,39;
- дизели без наддува: 1,34–1,40;
- дизели с наддувом: 1,32–1,38;
- газовые двигатели с ИЗ: 1,37–1,39.

3.1. Параметры конца процесса сжатия

Наряду со средним показателем политропы n_1 процесс сжатия характеризуется давлением в конце сжатия p_c и степенью сжатия ϵ .

Давление и температура в конце сжатия могут быть определены из уравнения политропы:

$$p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1} \quad (3.2)$$

и характеристических уравнений:

$$p_a V_a = 848 M_a T_a, \quad (3.3)$$

$$p_c V_c = 848 M_c T_c, \quad (3.4)$$

где M_a и M_c – число молей рабочего тела в начале и в конце сжатия, $M_a = M_c$.

Из уравнения политропы:

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = p_a \epsilon^{n_1}. \quad (3.5)$$

Примерные значения p_c (МПа) для двигателей:

- бензиновые двигатели с ИЗ: 1,2–3,5;
- дизели без наддува: 2,9–6,0;
- дизели с наддувом: 7–9 и более;
- газовый с ИЗ: 1,3–3,0.

Из характеристических уравнений:

$$\frac{p_a V_a}{p_c V_c} = \frac{T_a}{T_c}. \quad (3.6)$$

Откуда с учетом уравнения (3.6):

$$T_c = T_a \frac{p_c V_c}{p_a V_a} = T_a \epsilon^{n_1 - 1}. \quad (3.7)$$

Температура (К) в конце сжатия:

- бензиновые двигатели с ИЗ: 550–750;
- дизели без наддува: 800–950;
- дизели с наддувом: 900–1100;
- газовые двигатели с ИЗ: 650–750.

Давление и температура в конце процесса сжатия зависят от степени сжатия ϵ и с ее увеличением растут, как и термический КПД η_t [см. формулы (1.2), (1.4), (1.7)]. Однако рост η_t при степени сжатия более 10 замедляется, кроме того возрастают механические потери, поэтому для каждого типа двигателей она имеет свои пределы.

Как было указано в разделе 1, для бензиновых двигателей степень сжатия ϵ не превышает 12–13 из-за опасности возникновения детонаций. В дизельных двигателях из-за применяемых более тяжелых

сортов топлива степень сжатия ϵ может достигать 20–23, а у двигателей с наддувом степень сжатия обычно равна 14–17. При выборе степени сжатия у дизельных двигателей учитывается необходимость создания надежного самовоспламенения дизельного топлива. Температура в цилиндре дизельного двигателя должна быть на 250–350 °C выше температуры самовоспламенения дизельного топлива.

3.2. Влияние различных факторов на процесс сжатия

Процесс сжатия будет протекать наиболее оптимально, если он рассчитан с более высокими показателями среднего значения политропы n_1 и будет приближаться по своему значению к показателю адиабаты [формула (3.1)].

Значение этого показателя зависит от условий теплообмена в двигателе. Теплообмен определяется рядом факторов и, прежде всего, зависит от скоростного режима двигателя, разности температур рабочего тела и деталей, величины поверхности контакта и продолжительности контакта, материала деталей, количества свежего заряда.

При повышении частоты вращения увеличивается теплота, вводимая в двигатель в единицу времени, в то же время уменьшается отдача тепла деталям или рабочему телу, а также уменьшается утечка заряда через зазоры. В итоге с увеличением скоростного режима средний показатель политропы увеличивается.

Нагрузка по-разному влияет на величину показателя политропы сжатия. В бензиновых двигателях с увеличением нагрузки повышается температура деталей и увеличивается массовый заряд.

В результате увеличивается и средний показатель политропы сжатия.

В дизельных двигателях и двигателях с ИЗ и впрыском бензина в цилиндр при увеличении нагрузки возрастает количество топлива подаваемого в двигатель при практически одинаковом количестве воздуха. Тепловое состояние двигателей повышается, увеличиваются утечки топлива, а отвод теплоты уменьшается, что приводит к незначительному повышению среднего показателя политропы n_1 .

При увеличении рабочего объема V_h за счет одновременного изменения диаметра цилиндра D и хода поршня S относительная поверхность $F_{ц} / V_h$ контакта с рабочим телом уменьшается, а соответственно уменьшается и отвод теплоты. Поэтому двигатели с большими размерами имеют и более высокие значения среднего показателя политропы

сжатия. Пусковые качества таких дизелей нормальные. У дизелей с меньшими размерами цилиндра n_1 ниже, а давление и температура в конце сжатия меньше, что является причиной более низких пусковых качеств. Площадь контакта камеры сгорания с рабочим телом увеличивает n_1 , т. к. теплоотвод уменьшается.

Переход на поршни из алюминиевых сплавов, имеющих повышенную теплопроводность, снизил их температуру, но увеличил теплоотдачу, что дало уменьшение среднего показателя политропы сжатия n_1 .

Двигатели с воздушным охлаждением всегда имеют повышенную температуру деталей поршневой группы по сравнению с двигателями жидкостного охлаждения. Поэтому у них показатель политропы сжатия выше.

У бензиновых двигателей при увеличении нагрузки горячая смесь обогащается и на ее испарение затрачивается тепло, что приводит к снижению n_1 .

Среди эксплуатационных факторов, влияющих на n_1 , следует выделить износ, нагарообразование и отложение накипи на наружной стороне гильзы.

При увеличении износа часть рабочего тела теряется, что вызывает уменьшение n_1 . Это явление отрицательно сказывается на пусковых качествах двигателей. Нагарообразование и отложение накипи на гильзах препятствуют теплоотдаче, вызывают увеличение подвода тепла к рабочему телу, что ведет к повышению значений среднего показателя политропы n_1 .

4. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

Преобразование химической энергии в тепловую происходит в процессе сгорания. Время, в течение которого происходит это преобразование в двигателях, весьма ограничено и составляет сотые, а то и тысячные доли секунды. В связи с этим к процессу сгорания с целью наилучшего теплоиспользования предъявляются следующие требования:

- максимальное приближение динамики сгорания к подводу тепла по термодинамическому циклу;
- высокая полнота сгорания и малая диссоциация продуктов;
- минимальное увеличение теплоемкости продуктов сгорания.

Длительность подготовки топлива к сгоранию зависит от типа смесеобразования, тактности двигателя. Поэтому к качеству приготовления топлива, прежде всего, воздушной смеси предъявляется ряд требований:

- легкая испаряемость и способность к мелкому распылу;
- сгорание без образования нагара и кокса;
- полное и своевременное сгорание без токсических составляющих;
- плавность сгорания;
- легкий пуск независимо от температуры окружающей среды.

Важнейшим требованием к дизельным топливам является их воспламеняемость при соприкосновении с нагретым воздухом, оцениваемая цетановым числом (ЦТ), а для бензиновых двигателей важнейший показатель – детонационная стойкость, которая оценивается октановым числом (ОЧ).

Применяемое в настоящее время для поршневых двигателей внутреннего сгорания жидкое и газообразное топливо представляет собой смесь различных углеводородов.

Элементарный состав топлива нефтяного происхождения зависит от типа нефти и технологического процесса нефтепереработки. В зависимости от сорта нефти в топливе могут появляться в незначительном количестве соединения серы, азота и др. При расчете

процесса сгорания наличие этих составляющих в бензиновых и дизельных топливах обычно не учитывают. При использовании топлив с различными кислородосодержащими добавками учитывают кислород топлива.

Элементарный состав жидкого топлива принято выражать в единицах массы:

$$C + H - O_m = 1 \text{ кг.}$$

Элементарный состав жидкого топлива нефтяного происхождения приведен в табл. 4.1.

Элементарный состав топлива

Таблица 4.1

Топливо	Элементарный состав, кг			Низшая теплота сгорания кДж/кг
	C	H	O _m	
Бензин (А-92) летний	0,865	0,135	–	43 300
Дизельное топливо (летнее)	0,873	0,127	–	42 800

4.1. Термохимический расчет процесса сгорания

Сгорание топлива – это процесс соединения (окисления) углерода и водорода с кислородом воздуха. При достаточном количестве воздуха происходит полное окисление углерода и водорода с образованием углекислого газа и водяного пара. Химические уравнения тогда имеют вид:



Из уравнений (4.1) и (4.2) видно, что при сгорании углерода число молей конечных продуктов не изменяется, т. е. молекула углерода и молекула кислорода в результате реакции дают молекулу углекислого газа. В то же время окисление двух молекул водорода приводит к двукратному увеличению числа молей водяного пара.

Для расчета исходных и конечных продуктов, при полном сгорании в массовых единицах получим:

$$C_{\text{кг}} |C| + \frac{8}{3} C_{\text{кг}} |O_2| = \frac{11}{3} C_{\text{кг}} |CO_2|, \quad (4.3)$$

$$H_2 |H_2| + 8H_{\text{кг}} |O_2| = 9_{\text{кг}} |H_2O|. \quad (4.4)$$

Для расчета в молях:

$$C_{\text{кг}} |C| + \frac{C}{12} \text{кмоль} |O_2| = \frac{C}{12} \text{кмоль} |CO_2|, \quad (4.5)$$

$$H_{\text{кг}} |H_2| + \frac{H}{4} \text{кмоль} |O_2| = \frac{H}{2} \text{кмоль} |H_2O|. \quad (4.6)$$

Таким образом для сгорания $C_{\text{кг}}$ углерода и образования углекислого газа требуется $C/12$ кмоль кислорода и получается $C/12$ кмоль продуктов сгорания CO_2 . Для сгорания $H_{\text{кг}}$ – водорода требуется $H/4$ кмоль кислорода и получится $H/2$ кмоль продуктов сгорания H_2O .

На основании уравнений (4.3–4.6) можно записать количество кислорода, теоретически необходимого для сгорания 1 кг топлива:

$$O_o = \frac{8}{3} C + 8H - O_m \frac{\text{кг кислорода}}{\text{кг топлива}}. \quad (4.7)$$

А при расчете в кмольях:

$$O_o = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_m}{32} \frac{\text{кмоль кислорода}}{\text{кг топлива}}. \quad (4.8)$$

Цилиндры двигателей наполняются воздухом, и в нем содержится необходимый кислород. В воздухе по массе содержится приблизительно 23 % кислорода, а по объему – 21 %. Тогда теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива по массе будет:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_m \right) \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}. \quad (4.9)$$

Или в кмольях:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - O_m \right) \frac{\text{кмоль воздуха}}{\text{кг топлива}}. \quad (4.10)$$

Связь между массовой величиной L_0 и объемной l_0 :

$$l_0 = \mu_v \cdot L_0,$$

где $\mu_v = 28,97$ – молекулярная масса воздуха.

Коэффициент избытка воздуха. Из уравнений (4.9) и (4.10) определяется количество воздуха теоретически необходимого для сгорания 1 кг топлива.

В автотракторных двигателях в зависимости от режима работы, типа смесеобразования и условий сгорания количество воздуха, присутствующего в смеси, может быть больше или меньше теоретически необходимого для сгорания 1 кг топлива. Поэтому вводится понятие коэффициента избытка воздуха α , под которым понимается отношение действительного количества воздуха, поступившего в цилиндр двигателя, к количеству воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания 1 кг топлива:

$$\alpha = \frac{l}{l_0} = \frac{L}{L_0}. \quad (4.11)$$

При равенстве $l = l_0$ и $L = L_0$ коэффициент избытка воздуха α равен 1 и смесь называется стехиометрической, если $\alpha > 1$, то смесь называют бедной, если $\alpha < 1$, то богатой.

В тепловом расчете значения α принимают, ориентируясь на опытные данные, для номинального режима его значения лежат в пределах:

- двигатели бензиновые с ИЗ: 0,85–0,9;
- дизели с неразделенными камерами сгорания: 1,6–1,8;
- дизели с разделенными камерами сгорания: 1,2–1,5;
- дизели с наддувом: 1,5–2,0;
- двигатели на газе с ИЗ: 1,0–1,3.

В бензиновых двигателях с количественным регулированием и зажиганием смеси от искры на разных режимах работы система должна готовить разные составы горючей смеси. На холостых оборотах

и малых нагрузках для устойчивой работы готовятся обогащенные смеси $\alpha < 1$. Из-за недостатка кислорода в продуктах сгорания появляются продукты неполного окисления (CO , H и др.). На средних нагрузках, где автомобиль работает больше времени, готовится слегка обедненная смесь (с α от 1,05 до 1,1) с целью экономии топлива. Полные нагрузки требуют получения наибольшей мощности, смесь слегка обогащается.

В дизельных двигателях и бензиновых с впрыском бензина в цилиндр (качественное регулирование) коэффициент α на различных режимах нагрузки меняется в широких пределах – от 5 и более на малых нагрузках и холостом ходу, до 1,2–1,8 при полной нагрузке.

Количество горючей смеси и продуктов сгорания при $\alpha \geq 1$. Количество горючей смеси, состоящей из паров топлива и воздуха, в двигателях с искровым зажиганием при сгорании 1 кг топлива:

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_m} \text{ кмоль}, \quad (4.12)$$

где μ_m – молекулярная масса топлива кг/кмоль, для бензина μ_m составляет 110–120 кг/кмоль.

В дизелях в цилиндр засасывается только воздух и молекулярная масса топлива (μ_m от 180 до 200 кг/кмоль) не учитывается.

Тогда для дизелей

$$M_1 = \alpha L_0, \text{ кмоль}. \quad (4.13)$$

При полном сгорании жидкого топлива ($\alpha \geq 1$) продукты сгорания состоят из углекислого газа CO_2 , паров воды H_2O , и если $\alpha > 1$ избыточного кислорода O_2 и азота N_2 .

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}. \quad (4.14)$$

Количество отдельных составляющих с учетом формул (4.5) и (4.6) в кмольях будет:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}. \quad (4.15)$$

57

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}. \quad (4.16)$$

$$M_{O_2} = 0,21\alpha L_0 - 0,21L_0 = 0,21(\alpha - 1)L_0, \quad (4.17)$$

где $0,21\alpha L_0$ – масса поступившего со свежим зарядом кислорода, кмоль;
 $0,21L_0$ – масса кислорода, принявшего участие в сгорании, кмоль.

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0. \quad (4.18)$$

Подставив значения составляющих (4.15–4.18) в формулу (4.14) получим:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,21(\alpha - 1)L_0 + 0,79\alpha L_0.$$

или

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21)L_0 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг топлива}}. \quad (4.19)$$

Если смесь стехиометрическая ($\alpha = 1$), то состав продуктов сгорания (при $M_{O_2} = 0$) будет:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0. \quad (4.20)$$

Состав продуктов сгорания при неполном сгорании $\alpha < 1$. При недостаточном количестве воздуха в горючей смеси образуется углекислый газ и частично окись углерода. Водород может сгорать полностью, как более активный, или частично оставаться свободным.

При неполном сгорании углерода две его молекулы соединяются с одной молекулой кислорода, образуя две молекулы окиси углерода:



или

$$24 \text{ кг } (C) + 32 \text{ кг } (O_2) = 56 \text{ кг } CO. \quad (4.22)$$

58

Обозначим через φ долю углерода $|C|$ топлива, сгоревшего в CO . Тогда часть углерода C топлива, сгоревшего в CO будет φC кг, а в CO_2 – $(1 - \varphi)C$ кг.

Тогда на основании уравнения (4.5) и для доли углерода, сгоревшего в CO_2 :

$$(1 - \varphi)C \text{ кг} |C| + \frac{8}{3}(1 - \varphi)C \text{ кг} |O_2| = \frac{11}{3}(1 - \varphi)C \text{ кг} |CO_2| \quad (4.23)$$

и доля углерода сгоревшего в CO :

$$\varphi C \text{ кг} |C| + \frac{4}{3}\varphi C \text{ кг} |O_2| = \frac{7}{3}\varphi C \text{ кг} |CO_2|. \quad (4.24)$$

Состав продуктов сгорания при $\alpha < 1$ включает в себя углекислый газ CO_2 , окись углерода CO , водяной пар H_2O , свободный углерод H_2 , азот N_2 .

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2}. \quad (4.25)$$

При частичном сгорании углерода в CO_2 и CO на основании формул (4.22) и (4.23) имеем, кмоль:

$$M_{CO_2} + M_{CO} = \frac{C}{12}(1 - \varphi) + \frac{\varphi C}{12} = \frac{C}{12}. \quad (4.26)$$

Количество водяных паров при условии неполного сгорания:

$$(1 - \varphi_1)H \text{ кг} |H_2| + \frac{1 - \varphi_1}{4}H \text{ кмоль} |O_2| = \frac{1 - \varphi_1}{2}H \text{ кмоль},$$

где φ_1 – доля свободного водорода;

$(1 - \varphi_1)$ – доля водорода, окисленного в H_2O .

Количество свободного водорода в продуктах сгорания:

$$M_{H_2} = \frac{\varphi_1}{2}H.$$

59

В сумме водяных паров и свободного водорода в продуктах сгорания, кмоль:

$$M_{H_2O} + M_{H_2} = \frac{1 - \varphi_1}{2}H + \frac{\varphi_1}{2}H = \frac{H}{2}. \quad (4.27)$$

Количество азота, кмоль:

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0. \quad (4.28)$$

Подставляя выражения (4.26), (4.27) и (4.28) в (4.25), получим:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0. \quad (4.29)$$

Из выражений (4.12), (4.13), (4.19) и (4.29) видно, что при сгорании жидких топлив объем продуктов сгорания M_2 увеличивается по сравнению со свежим зарядом M_1 , кмоль:

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

Приращение объема при сгорании, если $\alpha \geq 1$ для бензиновых двигателей, кмоль:

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O_m}{32} - \frac{1}{\mu_m}. \quad (4.30)$$

При неполном сгорании ($\alpha \Delta$), кмоль:

$$\Delta M = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - 0,21\alpha L_0 - \frac{1}{\mu_m}. \quad (4.31)$$

У дизельных двигателей $\alpha > 1$, кмоль, тогда:

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O_m}{32}. \quad (4.32)$$

Изменение объема при сгорании принято оценивать теоретическим коэффициентом молекулярного изменения:

60

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}. \quad (4.33)$$

На основании приведенных выше зависимостей для свежего заряда и продуктов сгорания топлива определим состав газов в конце сжатия (точка c) и конце сгорания (точка z):

$$M_C = M_1 + M_r. \quad (4.34)$$

Используя уравнение (2.5):

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1},$$

где $M_r = \alpha\gamma_r L_0$ и $M_1 = \alpha L_0$ и подставив в формулу (4.34) значения M_1 и M_r для дизелей получим, кмоль / кг топлива:

$$M_c = \alpha L_0 + \alpha\gamma_r L_0 = \alpha L_0(1 + \gamma_r), \quad (4.35)$$

для бензиновых двигателей:

$$M_c = \left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_m} \right) + \gamma_r \left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_m} \right) = \left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_m} \right) (1 + \gamma_r). \quad (4.36)$$

Состав продуктов в конце сгорания будет:

$$M_z = M_2 + M_r. \quad (4.37)$$

Подставив в формулу (4.37) значения M_2 [формула (4.19)] и значения M_r для дизельных и бензиновых двигателей при $\alpha \geq 1$, получим:

$$M_z = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,21)L_0 + \alpha\gamma_r L_0. \quad (4.38)$$

И для бензиновых двигателей $\alpha < 1$:

$$M_z = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79L_0 + \alpha\gamma_r L_0. \quad (4.39)$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси учитывает наличие остаточных отработавших газов в смеси:

$$\beta = \frac{M_z + M_r}{M_1 + M_r}. \quad (4.40)$$

Разделим каждый член уравнения (4.40) на M_1 и получим:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (4.41)$$

Для жидких топлив значения коэффициента β всегда больше единицы и больше теоретического коэффициента молекулярного изменения. На величину β влияет прежде всего коэффициент избытка воздуха α и при уменьшении его (обогащение смеси) β увеличивается. Уменьшение α для дизелей и бензиновых двигателей происходит с увеличением нагрузки, т. е. получением большей мощности при потере экономичности из-за неполноты сгорания топлива.

4.2. Процесс сгорания в двигателях с искровым зажиганием

В бензиновых двигателях с зажиганием рабочей смеси от искры процесс сгорания имеет ряд особенностей:

- горючая смесь, приготовленная вне цилиндра, состоящая из паров топлива и воздуха, смешивается в цилиндре с остаточными газами, образуя рабочую смесь;

- рабочая смесь зажигается в конце такта сжатия с опережением до ВМТ, при этом давление в цилиндре достигает 0,9–1,3 МПа и температура – 600–750 К;

- параметры искры должны быть достаточными для устойчивого воспламенения рабочей смеси.

Параметры процессов газообмена и сжатия должны быть таковы, чтобы обеспечить своевременное и, по возможности, полное сгорание топлива и получение наибольшего индикаторного КПД (η_i) двигателя.

Начало процесса сгорания условно принимают за момент подачи искры на электроды свечи.

Изменение параметров рабочего тела и процесс выделения теплоты удобнее всего проследить для двигателей с принудительным

воспламенением по развернутой индикаторной диаграмме (рис. 4.1), на которой условно выделяют три фазы сгорания.

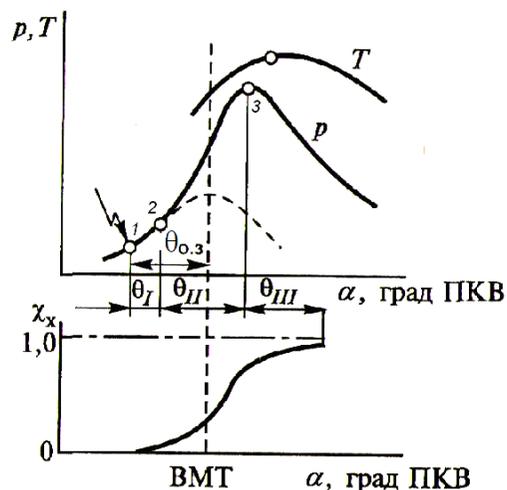


Рис. 4.1. Фазы процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием:
 $\theta_{0,3}$ – угол опережения зажигания; I, II, III – фазы процесса сгорания;
 χ_x – коэффициент выделения теплоты

Первая фаза (I) начинается в точке 1 (момент проскакивания искры) и продолжается условно до точки 2, где линия сгорания начинает отрываться от линии сжатия (без подачи искры), и называется начальной фазой сгорания или фазой формирования фронта пламени. Задержка воспламенения у бензиновых двигателей практически отсутствует, поэтому в момент проскакивания искры сразу же возникает небольшой очаг пламени. Нарастание давления (по сравнению с сжатием) еще трудно уловить (до 1 % по сравнению с максимальным давлением цикла), а количество сгораемого топлива не превышает 2 %. Тепла за первую фазу выделяется также незначительно. Очаг горения, возникший в зоне высоких температур искрового разряда, постепенно расширяется и превращается в развитый фронт турбулентного пламени. Продолжительность первой фазы составляет 10–25° п. к. в. (0,5–1 мс). Чем меньше по времени начальная фаза сгорания и мощнее начальный очаг пламени, тем эффективнее будет протекать процесс сгорания.

Вторая фаза (II) начинается в момент окончания первой фазы (точка 2) и заканчивается в точке 3 максимального давления цикла

(точка z) и называется основной фазой сгорания. Продолжительность этой фазы составляет до 1,5 мс (25–35° п. к. в.). За это время выделяется 80–85 % тепла. Температура газов в конце фазы достигает 2100–2300 К, а давление 3,5–5,5 МПа. Длительность второй фазы определяется законами турбулентного горения и скоростью распространения пламени, которая при нормальном сгорании составляет 50–80 м/с. Величина интенсивности турбулентности заряда зависит от конструкции впускного тракта и, в особенности, от частоты вращения коленчатого вала. Коэффициент выделения теплоты χ_x , как видно из рис. 4.1 во второй фазе резко увеличивается, что определяет интенсивность нарастания давления dp/da , называемую «жесткостью» работы двигателя.

Различают максимальную $(d_p/d_a)_{\max}$ и среднюю $(\Delta d_p/\Delta d_a)_{\text{ср}}$ жесткости. Максимальная жесткость наблюдается в середине второй фазы сгорания, когда фронт пламени имеет наибольшую скорость. Жесткость работы двигателя зависит от степени сжатия и с ее ростом увеличивается. Средняя жесткость работы у современных бензиновых двигателей колеблется в пределах 0,15–0,25 МПа/град.

Наибольшее преобразование теплоты в работу расширения наблюдается, когда основная фаза протекает вблизи ВМТ. В этом случае потери от несовершенства динамики сгорания будут наименьшими. Наилучшие мощностные и экономические показатели у современных двигателей наблюдаются, когда вторая фаза заканчивается через 12–18° п. к. в. после ВМТ. Это возможно при наивыгоднейшем (оптимальном) угле опережения зажигания θ , который для номинального режима работы двигателя составляет 30–35° п. к. в. до ВМТ.

Третья фаза (III), или фаза догорания, расположена на индикаторной диаграмме вправо от точки 3 максимального давления цикла p_z . Момент догорания определить довольно сложно, так как требуется математическая обработка индикаторной диаграммы. Названный выше коэффициент выделения теплоты χ_x равен отношению теплоты, выделившейся на данный момент Q_T к теплоте введенной за цикл ($Q_1 = G_T \cdot H_u$):

$$\chi_x = \frac{Q_T}{Q_1}.$$

Часть теплоты Q_1 теряется из-за отдачи стенкам и неполноты сгорания, что учитывается коэффициентом активного тепловыделения:

$$\xi = \frac{Q_{cz}}{Q_1},$$

где Q_{cz} – теплота, расходуемая на увеличение внутренней энергии рабочего тела и совершение работы.

В течение третьей фазы происходит догорание смеси у стенок камеры сгорания и цилиндра, но процессы горения замедляются из-за недостатка тепла и уменьшения турбулентности. Скорость тепловыделения падает, теплоотдача стенки растет, так как поршень освобождает больший объем.

Поэтому, четко определить момент окончания третьей фазы не предоставляется возможным. Ориентировочно считают, что ее продолжительность составляет 1–1,5 мс (20–35° п. к. в.). И за это время сгорает еще 5–10 % топлива, и температура повышается до 2300–2800° К.

Итак, за весь процесс сгорания в цилиндре тепловыделение составляет 85–95 % от введенного в цилиндр топлива. Остальные 5–15 % тепла выпадают из общего тепловыделения из-за неполноты сгорания, диссоциации продуктов сгорания и теплоотдачи в стенки цилиндра.

4.3. Конструктивные и эксплуатационные факторы, влияющие на процесс сгорания в двигателях с искровым зажиганием

Конструктивные факторы

Степень сжатия. Повышение степени сжатия в целом положительно влияет на процесс сгорания, уменьшая его общую продолжительность (особенно первой фазы I), т. к. при этом возрастают давление и температура в конце процесса сжатия, и уменьшается коэффициент остаточных газов γ_r . Это дает возможность быстрее подготовить топливо к сгоранию, в результате чего увеличивается скорость сгорания, топливо сгорает ближе к ВМТ и показатели работы двигателя улучшаются.

Все сказанное выше справедливо до тех пор, пока не возникают аномальные явления при сгорании (детонация, преждевременное воспламенение и др.).

Форма и размеры камеры сгорания. Различные формы камеры сгорания (полусферическая, шатровая, клиновидная и полуклиновидная,

Г-образная и другие) изучаются в разделе конструкция двигателей. Форма камеры существенно влияет на протекание процесса сгорания и определяет:

- относительную величину поверхности охлаждаемых стенок F_c / V_c , где F_c – площадь поверхности камеры сгорания, а V_c – объем камеры сгорания;
- длину пути пламени;
- турбулентность заряда.

Чем больше F_c / V_c , тем интенсивнее теплоотвод, что увеличивает продолжительность догорания в фазе III. Наименьшую относительную поверхность имеют полусферические камеры сгорания и камеры в головке поршня.

В настоящее время практически на всех двигателях применяют камеры сгорания с верхним расположением клапанов, что позволяет выполнить камеру сгорания более компактно, а также создать турбулентные потоки заряда. Завихрения при наполнении цилиндра и в процессе сжатия позволяют лучше перемешивать топливо с воздухом, т. е. сделать заряд однородным, что положительно влияет на динамику сгорания во второй и третьей фазах. Для этого применяют специально расположенные тангенциальные впускные патрубки и вытеснители, которые усиливают завихрение заряда.

Расположение свечи в камере сгорания определяет величину пути пламени до самых удаленных участков камеры сгорания. Для сокращения этого пути свечу располагают посередине камеры сгорания, или ставят две свечи. Для устойчивого зажигания смеси зону возле свечи очищают потоком заряда, специально направленным из впускного трубопровода.

Параметры искрового заряда. Стабильность процесса сгорания и продолжительность первой фазы зависит от параметров искрового заряда. К ним можно отнести энергию искрообразования, от которой будет зависеть объем смеси, прогреваемой до температуры воспламенения, что уменьшает время формирования фронта пламени и быстрого его распространения по объему камеры сгорания. У современных бесконтактных систем зажигания энергия искры достигает 50 МДж вместо 5 МДж в обычных контактных системах зажигания. Достигается это возможностью коммутации повышенного тока в первичной цепи до 10 А вместо 3,5–5 А у контактных систем зажигания. Энергия разряда может быть повышена путем увеличения продолжительности импульса напряжения на электродах свечи (до 2,5 мс), что также осуществляется в бесконтактных системах зажигания.

Повышенная энергия искрового разряда дает возможность расширить пределы обеднения рабочей смеси при сгорании и улучшить экономичность двигателя. Такую смесь надо готовить при полных нагрузках независимо от типа смесеобразования. Расслоение заряда здесь не требуется, при этом значительно сокращается время первой и второй фаз сгорания.

При работе на малых и средних нагрузках система питания готовит обедненную смесь с коэффициентом избытка воздуха α от 1,05 до 1,15. В результате экономичность двигателей улучшается с некоторым падением мощности. Длительность основной фазы II изменяется незначительно, давление цикла p_z снижается вследствие меньшей энергоёмкости смеси, уменьшается жесткость работы двигателя.

Дальнейшее обеднение смеси ($\alpha > 1,2$ и более) ухудшает условия сгорания, заметно увеличивается фаза I, могут появляться пропуски воспламенения в отдельных цилиндрах, а также вспышки (хлопки) во впускном коллекторе.

Частота вращения. Рост частоты вращения уменьшает время на развитие процесса сгорания, но одновременно увеличиваются вихревые явления рабочего заряда. В связи с этим скорость распространения пламени в основной фазе II возрастает пропорционально.

Расслоение заряда. В современных бензиновых двигателях широко применяется смесеобразование в виде впрыскивания топлива форсунками в зону впускных клапанов (распределенное впрыскивание), в центральный трубопровод одной форсункой, установленной вместо карбюратора (центральное впрыскивание) или впрыскивание прямо в цилиндр (непосредственное впрыскивание). По таким схемам смесеобразования двигатели могут работать как на однородной смеси, так и на расслоенной. Расслоение заряда применяется на холостом ходу, малых и средних нагрузках, т. е. где автомобиль работает наибольшее время.

Скорость сгорания расслоенного заряда выше, чем у однородной смеси, что позволяет существенно увеличить индикаторный КПД двигателя из-за меньшей теплоотдачи и уменьшить расход топлива, особенно на холостом ходу.

Эксплуатационные факторы

Состав смеси. Коэффициент избытка воздуха определяет скорость сгорания рабочей смеси. Наибольшая скорость распространения пламени и интенсивность тепловыделения наблюдается при α от 0,85

до 0,9 (рис. 4.2), мощность двигателя будет наибольшей, хотя длительность основной фазы остается практически неизменной. Длительность начальной фазы (I) и фазы догорания (III) увеличивается. Если не изменять угол опережения зажигания θ при неизменном составе смеси с ростом частоты вращения n будет наблюдаться все позднее развитие процесса сгорания (рис. 4.3, а). Увеличивая угол опережения зажигания θ можно добиться того, что линия нарастания давления будет практически совпадать с линией при оптимальном угле опережения зажигания (рис. 4.3, б).

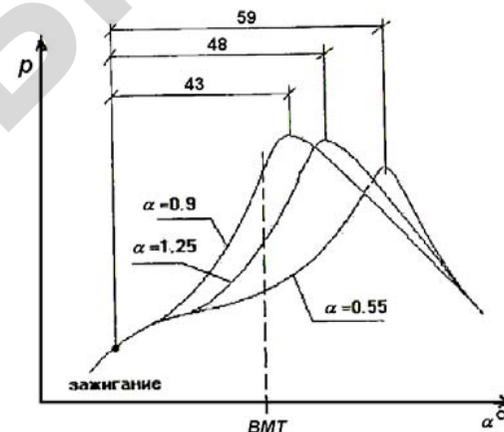


Рис. 4.2. Развернутые индикаторные диаграммы, полученные при сгорании смесей различных составов

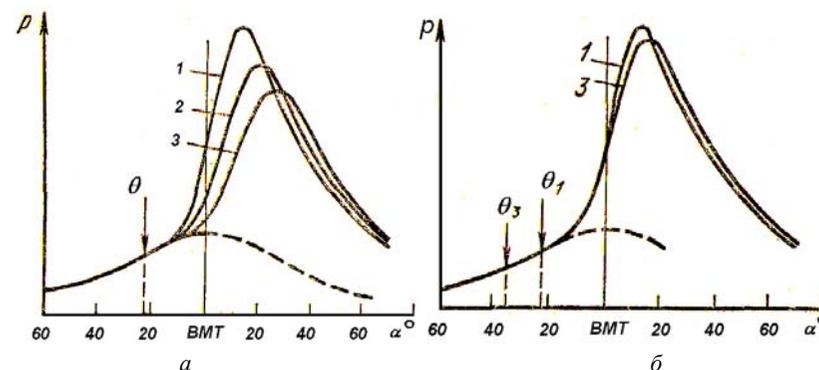


Рис. 4.3. Влияние частоты вращения n на характер индикаторных диаграмм: 1 – 1000 об/мин; 2 – 2000 об/мин; 3 – 3000 об/мин

Нагрузка. При полной нагрузке (α от 0,85 до 0,9) двигатель развивает наибольшую мощность, но вследствие неполноты сгорания удельный расход топлива несколько увеличивается. Рабочая смесь сгорает с большой скоростью и в цилиндре развивается наибольшее давление (12–18° п. к. в. после ВМТ).

По мере уменьшения нагрузки (прикрытие дроссельной заслонки) происходит дросселирование горючей смеси, уменьшается ее количество, поступающее в цилиндр, а количество остаточных газов остается практически неизменным, что приводит к увеличению коэффициента остаточных газов и к ухудшению процесса сгорания. Начальная (I) и основная (II) фазы увеличиваются по времени, и для улучшения процесса сгорания приходится увеличивать угол опережения зажигания с помощью вакуум-корректора или электронных устройств.

На средних и близких к ним малых нагрузках смесь должна готовиться обедненной (α от 1,05 до 1,15), с целью уменьшения удельного расхода топлива, т. е. повышения экономичности.

При значительном дросселировании (очень малые нагрузки и холостой ход) ухудшается неравномерность последовательности циклов по цилиндрам из-за дальнейшего ухудшения процесса сгорания, что вызывает необходимость обогащения смеси для улучшения ее воспламенения искрой. Это является большим недостатком двигателей с искровым зажиганием, так как ухудшается экономичность и увеличиваются выбросы с отработанными газами токсических составляющих CO и CH .

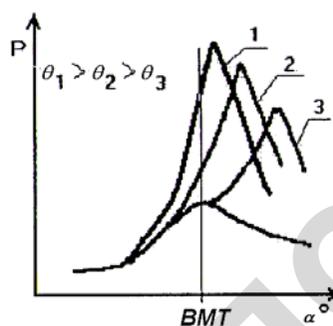


Рис. 4.4. Фрагмент индикаторной диаграммы при различных углах опережения зажигания:
1 – раннее зажигание; 2 – оптимальное зажигание;
3 – позднее зажигание

Угол опережения зажигания оказывает большое влияние на процесс сгорания (рис. 4.4). Каждому режиму работы двигателя соответствует свой оптимальный угол опережения зажигания $\theta_{\text{опт}}$. При этом угол опережения зажигания начальная и основная фазы сгорания таковы, что максимум давления располагается ближе к ВМТ и двигатель развивает наилучшие мощностные и экономические показатели. Оптимальный угол опережения зажигания для каждого режима работы определяется по регулировочным характеристикам.

Надув двигателей. У бензиновых двигателей надув применяют для улучшения тягово-скоростных качеств и топливной экономичности. Степень сжатия уменьшают примерно на одну единицу из-за опасности возникновения детонации, а давление наддува p_k повышают до ~0,2 МПа. Уменьшают при этом и угол опережения зажигания. Длительность первой фазы сгорания снижается, а второй фазы практически не изменяется. При конструировании бензиновых двигателей с наддувом ищут оптимальное сочетание параметров: литража V_a , степени сжатия ϵ , давление наддува p_k , коэффициента избытка воздуха α и угла опережения зажигания θ .

Следует отметить, что наиболее эффективным средством борьбы с детонацией при наддуве является позднее закрытие впускного клапана (цикл Миллера), из-за чего фактическая степень сжатия уменьшается. При одновременном повышении давления наддува p_k топливная экономичность не ухудшается.

4.4. Нарушение процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием

Детонационное сгорание. При нормальном развитии процесса сгорания, как отмечалось выше, скорость распространения турбулентного фронта пламени составляет 50–60 м/с, (иногда 80 м/с). В камере сгорания всегда есть порции рабочей смеси, которые больше всего удалены от свечи и которые не воспламеняются распространяющимся фронтом пламени. В результате горения давление и температура в цилиндре возрастают, и эти порции испытывают так называемое поджатие. Температура в этой зоне превышает температуру самовоспламенения топлива, в результате чего эти порции топлива самовоспламеняются со скоростью 1500 м/с и выше, что сопровождается возникновением в цилиндре ударных волн, которые многократно отражаются от стенок цилиндра и камеры сгорания, вызывая

металлические стучи и вибрацию. Таков в общих чертах механизм возникновения детонации.

На рис. 4.5, а, б показаны развернутые индикаторные диаграммы при слабой (4.5, а) и сильной (4.5, б) детонации.

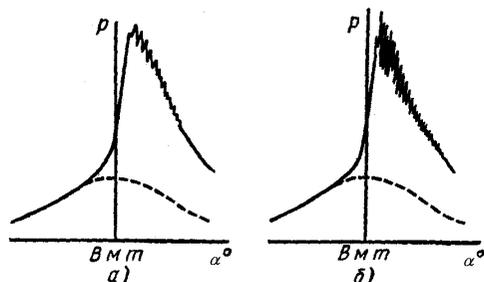


Рис. 4.5. Индикаторные диаграммы при слабой (а) и сильной (б) детонации

При детонационном сгорании падает мощность и снижается экономичность двигателя, он перегревается, а на выпуске в отработавших газах появляется черный дым. Кроме того ударные волны при своем отражении от стенок гильзы цилиндров разрушают масляную пленку, находящуюся на деталях, что приводит к усиленному износу, а детали под действием вибрации могут разрушаться. Поэтому работа двигателей с детонацией недопустима.

Учитывая крайне негативные последствия от детонации необходимо использовать все факторы на стадии проектирования и в эксплуатации, предотвращающие возникновение детонации в бензиновых двигателях.

Применение топлив с высоким октановым числом. Антидетонационные свойства бензинов оцениваются октановым числом, представляющим из себя содержание изооктана, имеющего высокую детонационную стойкость (100 %) в смеси с легко детонирующим гептаном, являющимся эквивалентом по своим антидетонационным свойствам данному топливу. Правильность применения сорта топлива для двигателя проверяют следующим образом: движущийся с определенной скоростью автомобиль разгоняют резким нажатием на педаль акселератора – если возникает легкая детонация и затем прекращается, то топливо выбрано правильно.

Степень сжатия. Применяемый сорт бензина для данного двигателя зависит, прежде всего, от степени сжатия, и с ее возрастанием двигатель потребляет топливо с повышенным октановым числом.

Датчики детонации устанавливают на современных автомобилях, которые при возникновении по каким-либо причинам детонации уменьшают угол опережения зажигания до ее прекращения.

Уменьшение угла опережения зажигания можно осуществить поворотом корпуса распределителя-прерывателя с помощью октан-корректора. Это вызовет уменьшение максимального давления цикла при сгорании, а также жесткости работы $\Delta p / \Delta \alpha$, что вызовет меньшее поджатие смеси перед фронтом пламени и прекратит детонацию. Однако эта мера в худшую сторону отразится на экономичности двигателя.

Размеры и число цилиндров. С увеличением диаметра цилиндра увеличивается путь фронта пламени, проходимый от источника зажигания до наиболее удаленной части заряда, а значит, увеличивается и время подготовки последней части заряда к сгоранию. В этом случае создаются предпосылки для возникновения детонации. Поэтому при создании двигателей не нужно стремиться к необоснованному увеличению диаметра цилиндра. Применение в цилиндре двух свечей, как показывает практика, решает эту проблему.

Увеличение частоты вращения и нагрузки двигателя также сказывается на возникновении детонации. Как отмечалось выше, с увеличением числа оборотов растет турбулизация заряда, что способствует более быстрому распространению пламени, а также сокращается время на развитие предпламенных процессов в наиболее удаленных частях заряда, что отрицательно сказывается на возникновении детонации. А вот с увеличением нагрузки растет давление и температура рабочего тела, уменьшается период задержки воспламенения (α от 0,85 до 0,9) и создаются условия для возникновения детонации.

Уменьшению вероятности появления детонации способствуют:

- применение алюминиевого сплава для поршней и головок цилиндра из-за их более низкой температуры по сравнению с чугунами;
- улучшение охлаждения последних порций заряда;
- применение средств, уменьшающих нагарообразование;
- снижение теплового состояния двигателя.

Преждевременное самовоспламенение. Сильно нагретые детали в камере сгорания (центральные электроды и изоляторы свечей, тарелки выпускных клапанов, острые кромки поршней и камер сгорания, частицы нагара), температура которых превышает 700–800 °С могут вызывать преждевременное воспламенения рабочей смеси или

так называемое камерное зажигание. Заряд при этом горит с нормальной скоростью, однако момент такого воспламенения становится неуправляемым и наступает с каждым циклом все раньше и раньше. На рис. 4.6 показаны примерные индикаторные диаграммы при преждевременном воспламенении. В результате значительно увеличивается давление и температура в цилиндре, что может привести к прогоранию поршней, а на индикаторной диаграмме (рис. 4.6) ближе к ВМТ образуется петля в результате сжатия уже сгоревшей части топлива, площадь которой представляет отрицательную работу, в результате чего падает мощность двигателя. Развитие процесса сгорания при преждевременном воспламенении аналогично сгоранию при чрезмерно раннем зажигании, вызывает ударные нагрузки на кривошипно-шатунный механизм, увеличение жесткости $\Delta p / \Delta \alpha$ работы.

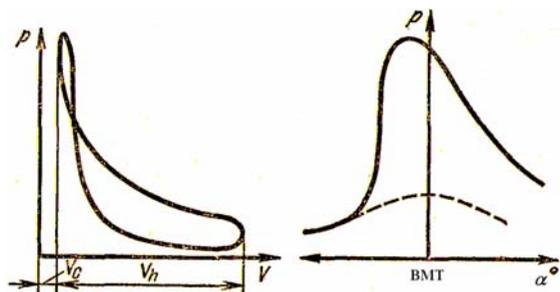


Рис. 4.6. Индикаторные диаграммы двигателя с искровым зажиганием при наличии преждевременного воспламенения

Внешним проявлением калильного зажигания являются глухие стуки в двигателе. Необходимо быстро прекратить работу двигателя путем выключения зажигания у двигателей с впрыском бензина, а у карбюраторных двигателей немедленно закрыть дроссельную заслонку.

Поэтому при эксплуатации двигателей необходимо четко соблюдать заводские рекомендации по сорту применяемого бензина, установке свечей с необходимым калильным числом и очистке камеры сгорания от нагара.

Воспламенение от сжатия при выключенном зажигании. Такое развитие процесса сгорания наблюдается в карбюраторных двигателях, имеющих достаточно высокую температуру прогрева. Двигатель работает неустойчиво на холостых оборотах (n от 300 до 400 мин⁻¹) с характерной вибрацией.

Это говорит о том, что в цилиндре даже без искры достаточная температура для воспламенения смеси. Для устранения этого явления нужно как можно быстрее прекратить подачу топлива в цилиндры через систему холостого хода с одновременным выключением зажигания.

4.5. Процесс сгорания в дизелях

В дизелях топливо впрыскивается под большим давлением в нагретый в процессе сжатия воздух (p от 3 до 5 МПа, T от 750 до 900 К). В системах непосредственного впрыскивания давление составляет до 20 МПа, а в аккумуляторных – до 200 МПа. Процесс сгорания в дизелях носит сложный характер, зависит от множества факторов, и его развитие лучше всего проследить по развернутой индикаторной диаграмме в координатах $p-\alpha$ (рис. 4.7).

Условно весь процесс сгорания в дизелях можно разделить на четыре фазы.

Первая фаза I продолжается от точки 1, когда в цилиндр начинает поступать топливо до момента отрыва линии сгорания от кривой сжатия (точка 2). Эта фаза называется задержкой воспламенения.

Впрыск топлива, как видно из диаграммы, начинается до прихода поршня к ВМТ. Угол начала подачи топлива θ называется углом опережения впрыска и для дизельных двигателей лежит в пределах 5–30° п. к. в.

Топливо, выходящее из форсунок, образует так называемый факел распыливания. Завихрения, которые придаются сжимаемому воздуху в цилиндре, способствуют интенсивному перемешиванию частиц топлива с воздухом. К качеству распыления и распределению топлива в камере сгорания предъявляются высокие требования. Это связано с тем, что после попадания в камеру сгорания топливо необходимо приготовить к быстрому сгоранию. Поэтому период задержки воспламенения должен быть как можно короче по времени, которое включает в себя время для распада струи на капли, продвижение частиц топлива по объему камеры сгорания, прогрева, частичного испарения и перемешивания паров с воздухом, т. е. все факторы подготовки рабочего заряда к быстрому протеканию химических реакций.

В современных дизелях с оптимальным смесеобразованием период задержки воспламенения протекает за 1–3 мс, что по углу поворота коленчатого вала составляет 15–25° п. к. в.

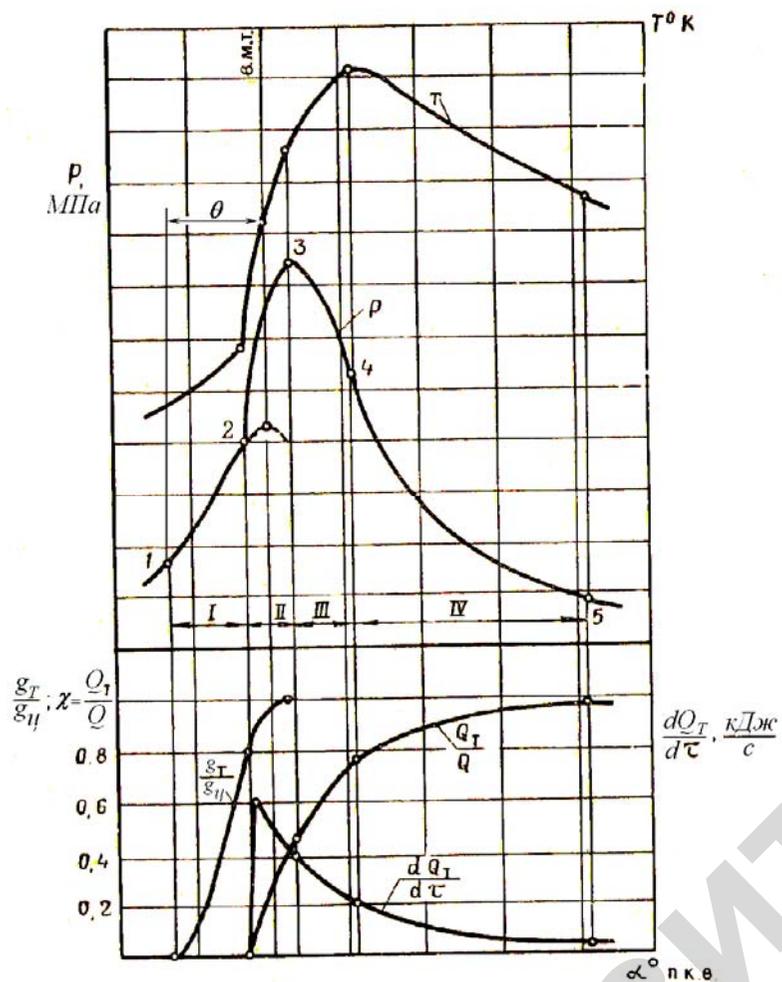


Рис. 4.7. Индикаторная диаграмма, диаграммы подачи топлива, тепловыделения, скорости тепловыделения и изменения температуры газов в цилиндре дизеля ($\theta_{в.пр} = 25^\circ$ п. к. в. до ВМТ, подача топлива – полная):

1 – начало впрыска топлива; 2 – начало видимого сгорания; 3 – максимальное давление сгорания; 4 – максимальная температура сгорания; 5 – конец сгорания; I, II, III, IV – фазы сгорания; p – давление газов в цилиндре; T – температура газов в цилиндре;

$\frac{g_T}{g_{ц}}$ – относительная подача топлива; $\frac{Q_T}{Q_{ц}}$ – относительное тепловыделение; $\frac{dQ_T}{d\tau}$ – скорость тепловыделения

Выделение теплоты за первую фазу незначительно, что видно из приведенной индикаторной диаграммы, так как давление в цилиндре практически не превышает давления сжатия.

На длительность протекания первой фазы влияют следующие факторы:

1. *Воспламеняемость топлива.* Определяется цетановым числом дизельного топлива, и чем оно больше, тем лучше воспламеняемость и меньше продолжительность первой фазы.

Цетановое число (ЦЧ) представляет собой процентное содержание цетана в смесях с α -метилнафталином, эквивалентное по воспламеняемости применяемому в дизелях топливу. ЦЧ для современных дизельных топлив составляет 45–60.

2. *Давление, температура заряда в конце такта сжатия.* Чем больше давление и температура заряда, тем меньше первая фаза. Повышение степени сжатия, применение наддува и уменьшение угла опережения впрыска (в определенных пределах) приводит к уменьшению периода задержки воспламенения.

3. *Тип камеры сгорания.* Форма камеры сгорания определяет способ смесеобразования в дизеле. Чем меньше поверхность камеры сгорания и интенсивнее движение заряда, тем меньше теплоотдача и задержка воспламенения уменьшается.

4. *Параметры впрыскивания и распыления.* При оптимальных их значениях длительность этой фазы несколько сокращается.

5. *Частота вращения.* Увеличение оборотов n вызывает повышение интенсивности вихревого движения заряда, увеличение давления и температуры конца сжатия и улучшает распыливание топлива, что сокращает первую фазу горения. Однако продолжительность первой фазы сгорания по углу поворота коленчатого вала растет, причем, в меньшей степени у дизелей с отдельными камерами сгорания.

6. *Нагрузка.* С ростом нагрузки увеличивается давление и температура в конце сжатия и физико-химическая подготовка топлива к самовоспламенению протекает более интенсивно, вследствие чего фаза задержки самовоспламенения сокращается.

Вторая фаза II начинается с момента отрыва линии сгорания от линии сжатия (без подачи топлива) точки 2 и продолжается до точки 3 максимального давления в цилиндре и носит название основной или фазы быстрого сгорания, сопровождающегося резким нарастанием давления.

За время первой фазы в основном заканчивается физико-химическая подготовка топлива к сгоранию. В начале второй фазы обогащенные слои рабочей смеси самовоспламеняются и возникают очаги

горения. Температура повышается и образуется фронт пламени, в результате чего давление резко повышается и образуется ударная волна, распространяющаяся со звуковой скоростью. Вследствие неравномерности структуры смеси в дизелях ударные волны не переходят в детонацию, но дизель работает с характерными стуками, следствием чего является вибрация корпусных и навесных деталей, повышенная шумность.

Максимальная жесткость работы (d_p / d_a)_{max} достигает в дизелях 0,6–1,0 МПа/град. Высокая жесткость работы дизелей – это результат увеличения начальной скорости тепловыделения, положительно влияющее на сокращение потерь, связанных с несовершенством процесса сгорания. Повышенная жесткость работы дизелей вызывает рост динамических нагрузок на детали КШМ двигателя.

Продолжительность второй фазы II составляет 0,7–1,5 мс (10–20° п. к. в.). Во второй фазе выделяется 35–45 % всей теплоты, а температура повышается до 1600–1800 К. На развитие и длительность второй фазы II влияют следующие факторы.

1. *Длительность первой фазы I и количество топлива, поданного за это время* (рис. 4.7). Чем меньше задержка самовоспламенения (первая фаза I), тем более плавно нарастает давление во второй фазе II и тем меньше жесткость работы дизеля. В это время, чем меньше топлива подается в первой фазе, тем мягче работает двигатель. Если больше топлива подается в фазе задержки самовоспламенения и его распыление лучше, то во второй фазе II тепловыделение и нарастание давления будут интенсивнее.

2. *Скорость движения заряда* должна быть оптимальной, что способствует интенсификации тепловыделения в основной фазе сгорания. Слишком интенсивные вихри в камере сгорания уменьшают количество теплоты, выделяющейся в начале второй фазы.

3. *Конструкция камеры сгорания* имеет существенное влияние на длительность первой фазы горения и также заметно влияет на основную фазу сгорания, так как в этот период происходит основная предпламенная подготовка топлива.

4. *Нагрузка*. С уменьшением нагрузки продолжительность второй фазы уменьшается, так как количество топлива, подаваемого в цилиндры, и время подачи сокращаются.

5. *Частота вращения*. С увеличением частоты вращения увеличивается интенсивность движения заряда, улучшается распыление топлива, уменьшается продолжительность впрыска, растет давление и температура заряда, в результате чего вторая фаза сокращается.

Третью фазу III сгорания называют периодом плавного изменения давления. Фаза начинается в точке 3 максимального давления цикла, а заканчивается в момент достижения газами максимальной средней температуры цикла (точка 4). К этому моменту остатки негоревшего или впрыснутого в последний момент топлива находятся в виде капель или паров, которые под действием высокой температуры разлагаются с образованием частиц углерода в виде сажи, и если кислорода недостаточно, то на выпуске наблюдается сильное дымление. При избытке кислорода, а это для дизелей обязательное условие, происходит быстрое диффузное сгорание, частицы сажи выгорают, и развивается нормальный процесс сгорания.

Продолжительность третьей фазы составляет 1–2 мс (15–25° п. к. в.). За это время выделяется 25–30 % теплоты и температура в конце фазы достигает 1800–2200 К.

На длительность третьей фазы влияют количество топлива, впрыснутого после начала сгорания, качество его распыления, наддув, скорость движения заряда в камере сгорания, скоростной режим работы двигателя.

Четвертая фаза IV сгорания начинается условно в момент достижения в цилиндре наибольшей температуры (рис. 4.7, точка 4) и продолжается до окончания тепловыделения (70–100° п. к. в. после ВМТ). В этой фазе, как и в третьей, продолжается диффузное догорание топлива и так как все дизели, даже на номинальном режиме, имеют коэффициент избытка воздуха порядка 1,3–1,5, то образующийся в четвертой фазе углерод (сажа), как правило, выгорает. Высокие значения α у дизелей не позволяют эффективно использовать объем цилиндра, что является недостатком дизелей по сравнению с бензиновыми двигателями.

За время четвертой фазы IV при полной нагрузке выделяется 15–25 % теплоты, а за все 4 фазы при оптимальной организации процесса сгорания 90–95 %. Остальные 5–10 % выпадают из процесса подвода тепла в цикле из-за химической и физической неполноты сгорания.

Догорание на линии расширения (рис. 4.7, участок 4–5) сопровождается неэффективным использованием теплоты, выделяющейся в четвертой фазе. Выгорание топлива в смеси характеризуется коэффициентом выделения теплоты χ . Поэтому длительность этой фазы оказывает существенное влияние на экономичность дизелей, следовательно, надо стремиться к уменьшению ее продолжительности. Однако у современных быстроходных дизелей она довольно продолжительна и составляет 3,0–4,0 мс (45–60° п. к. в.).

На длительность протекания четвертой фазы существенно влияет общий избыток воздуха, турбулентность заряда, качество распыливания топлива, подаваемого в конце впрыскивания, способ смесеобразования. Чем быстрее происходит догорание и чем меньше топлива теряется от неполноты сгорания, тем эффективнее использование теплоты в двигателе.

Такие эксплуатационные факторы, как угол опережения впрыска, качество распыливания, несоответствие сорта топлива и др., при отклонении от оптимального значения приводят к нарушению процесса сгорания. При этом снижаются мощность и экономичность двигателя, что при массовом их применении в народном хозяйстве отрицательно сказывается в целом на экономике.

4.6. Термодинамический расчет процесса сгорания

Целью термодинамического расчета сгорания является определение основных параметров конца сгорания (давления p_z и температуры T_z) при заданном количестве теплоты. Воспользуемся приблизительным методом расчета, предложенным В. И. Гриневецким и дополненным в дальнейшем Н. Р. Брилингом и Е. К. Мазингом.

При сгорании одного килограмма топлива в цилиндре двигателя выделяется теплота, которая идет на увеличение внутренней энергии газов в цилиндре, совершение механической работы и частично отдается стенкам цилиндра. В бензиновых двигателях предполагается, что сгорание происходит мгновенно при постоянном объеме и кривая сгорания на индикаторной диаграмме заменяется изохорой cz (рис. 4.8, а). При этом внешней работы газы не совершают, и вся теплота расходуется на увеличение их внутренней энергии.

В дизельных двигателях, в которых сгорание сначала развивается быстро, а затем сильно замедляется, сложная кривая изменения давления в период сгорания заменяется двумя прямыми: изохорой cz и изобарой $z'z$ (рис. 4.8, б), т. е. рассматривается цикл со смешанным подводом теплоты. При этом совершается работа изобарного расширения $L_{z'z}$ на участке $z'z$.

Термодинамическое уравнение сгорания на основании первого закона термодинамики:

$$dQ = dU + dL \quad (4.42)$$

или для смешанного цикла:

$$Q_{cz} = U_z - U_c + AL_{z'z}, \quad (4.43)$$

где Q_{cz} – количество теплоты, которое сообщается рабочему телу на участке cz при сгорании 1 кг топлива;

U_z – внутренняя энергия газа в конце сгорания (точка z);

U_c – внутренняя энергия газа в начале сгорания (точка c);

$AL_{z'z}$ – теплота эквивалентная механической работе, совершаемая газами в период сгорания на участке изобарного расширения $z'z$.

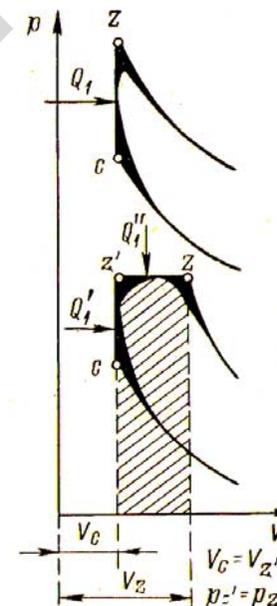


Рис. 4.8. К расчету параметров процесса сгорания

Количество выделившегося тепла в результате сгорания на участке cz будет больше количества теплоты Q_{cz} на величину потерь:

$$Q_{cz} = H_u - Q_{потерь}, \quad (4.44)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$Q_{потерь}$ – потерянное тепло в процессе сгорания, вследствие догорания топлива на линии расширения, отдачи стенкам цилиндра и диссоциации продуктов сгорания.

Потери тепла при сгорании учитываются коэффициентом активного тепловыделения:

$$\xi = \frac{Q_{cz}}{H_u} \quad (4.45)$$

или

$$Q_{cz} = \xi \cdot H_u.$$

Величина ξ для бензиновых двигателей $\xi = 0,85 \dots 0,90$, а для дизелей $\xi = 0,70 \dots 0,85$.

Тогда уравнение (4.43) можно записать:

$$Q_{cz} = \xi \cdot H_u = U_z - U_c + AL_{z'z}. \quad (4.46)$$

Рассмотрим решение уравнения (4.46) для определения параметров конца сгорания для смешенного цикла ($V = \text{const}$ и $p = \text{const}$).

Внутренняя энергия газов в конце сгорания (точка z) будет равна:

$$U_z = M_z \mu C_{vz} T_z,$$

где $M_z = M_2 + M_r$;

μC_{vz} – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме кДж/кмоль·град.

Внутренняя энергия газов в точке c :

$$U_c = M_c \mu C_{vc} T_c,$$

где $M_c = M_1 + M_r$;

μC_{vc} – средняя молярная теплоемкость (кДж/кмоль·град) свежего заряда.

Работа изобарного расширения газов на участке $z'z$:

$$L_{z'z} = p_z V_z - p_{z'} V_{z'}.$$

Учитывая, что

$$p_{z'} = \lambda p_c \text{ и } V_{z'} = V_c,$$

запишем

$$L_{z'z} = p_z V_z - \lambda p_c V_c. \quad (4.47)$$

Характеристическое уравнение для газов в точке z :

$$p_z V_z = 8,314(M_2 + M_r)T_z. \quad (4.48)$$

И для рабочей смеси в точке c :

$$p_c V_c = 8,314\lambda(M_1 + M_r)T_c. \quad (4.49)$$

Полученные выражения (4.48) и (4.49) подставим в формулу (4.47), далее значения U_z и U_c – в формулу (4.46), получим:

$$\begin{aligned} Q_{cz} = \xi \cdot H_u = (M_2 + M_r) \mu C_{vz} T_z - (M_1 + M_r) \mu C_{vc} T_c + \\ + 8,314(M_2 + M_r)T_z - 8,314\lambda(M_1 + M_r)T_c. \end{aligned} \quad (4.50)$$

Разделив полученное выражение (4.50) на $(M_1 + M_r)$, объединив подобные члены и перенеся известные члены в левую часть, получим:

$$\frac{\xi H_u}{M_1 + M_r} + (\mu C_{vc} + 8,314\lambda)T_c = (\mu C_{vz} + 8,314) \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} T_z.$$

Так как $M_r / M_1 = \gamma_r$, то $M_1 + M_r = M_1 (1 + M_r / M_1) = M_1 (1 + \gamma_r)$, а $(M_2 + M_r) / (M_1 + M_r) = \beta$ – действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси.

Учитывая:

$$\mu C_{vz} + 8,314 = \mu C_{pz},$$

где μC_{pz} – средняя теплоемкость при постоянном давлении, получим окончательное выражение уравнения сгорания для смешанного цикла:

$$\frac{\xi H_u}{M_1(1+\gamma_r)} + (\mu C_{vc} + 8,314\lambda)T_c = \beta \mu C_{pz} T_z. \quad (4.51)$$

Для цикла с подводом теплоты при ($V = \text{const}$), который, как известно, характерен для бензиновых и газовых двигателей, работа газов на участке $z'z$ $L_{z'z} = 0$ уравнение сгорания упрощается и имеет вид:

$$\frac{\xi H_u}{M_1(1+\gamma_r)} + \mu C_{vc} T_c = \beta \mu C_{pz} T_z. \quad (4.52)$$

Уравнение (4.52) справедливо при $\alpha > 1$, а если $\alpha \leq 1$ сгорание будет неполным, уравнение (4.52) примет вид:

$$\frac{\xi(H_u - \Delta H_u)}{M_1 + M_r} + \mu C_{vc} T_c = \beta \mu C_{pz} T_z, \quad (4.53)$$

где ΔH_u – потерянная часть теплоты в результате неполного сгорания.

У газовых двигателей теплота сгорания относится не к 1 кг, а к 1 кмоль газообразного топлива. В связи с этим к H_u вводится объем моля, равный 22,4 м³ при 0 °С и давлении 0,1 МПа. Уравнение сгорания для двигателей на газовом топливе при $\alpha \geq 1$ будет иметь вид:

$$\frac{22,4\xi H_u}{M_1(1+\gamma_r)} + \mu C_{vc} T_c = \beta \mu C_{pz} T_z. \quad (4.54)$$

В уравнение сгорания для дизелей и бензиновых двигателей входят значения теплоемкости, которые зависят от температур T_c и T_z и составов газов. При расчетах можно пользоваться следующим выражением для теплоемкостей:

$$\mu C_{vc} = 20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} T_c.$$

$$\mu C_{pz} = 8,314 + \left(20,1 + \frac{0,921}{\alpha}\right) + \left(15,49 + \frac{1,38}{\alpha}\right) \cdot 10^{-4} T_z.$$

Значения λ и α принимают в процессе теплового расчета исходя из опытных данных. Подставив значения теплоемкостей и λ в уравнение сгорания, постоянные величины обозначив через A , B и C получим квадратное уравнение для смешанного цикла:

$$AT_z^2 + BT_z - C = 0. \quad (4.55)$$

Откуда

$$T_z = -\frac{B \pm \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}. \quad (4.56)$$

Аналогично определяются величины T_z для двигателей с ИЗ при $\alpha \geq 1$ и $\alpha < 1$.

Для определения давления в конце сгорания p_z запишем характеристические уравнения состояния газа в точках z и c :

$$p_z V_z = 8,314(M_2 + M_r)T_z.$$

$$p_c V_c = 8,314(M_1 + M_r)T_c. \quad (4.57)$$

Разделим первое уравнение на второе, получим:

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{(M_2 + M_r)T_z}{(M_1 + M_r)T_c}. \quad (4.58)$$

Тогда

$$\lambda \rho = \beta \frac{T_z}{T_c}, \quad (4.59)$$

где $\lambda = p_z / p_c$ – степень повышения давления;
 $\rho = V_z / V_c$ – степень производительного расширения.

Учитывая, что значения λ задаются определяем ρ :

$$\rho = \frac{\beta}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \quad (4.60)$$

Для бензиновых двигателей $\rho = 1$:

$$\rho = \beta \frac{T_z}{T_c} \quad (4.61)$$

Давление в конце сгорания:

$$p_z = \lambda p_c$$

Примерные значения параметров процесса сгорания в номинальном режиме работы приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Значения параметров процесса сгорания

Двигатели	Параметры					
	ξ	p_z , МПа	T_z , К	λ	ρ	α
Дизельные с нераздельными камерами	0,7–0,85	5–10	1800–2200	1,7–2,2	1,1–1,2	1,6–1,8
Дизельные с раздельными камерами	0,7–0,85	5–10	1800–2200	1,4–1,8	1,2–1,3	1,2–1,5
Дизели с наддувом	0,7–0,85	6–12	1800–2200	1,8–2,3	1,23–1,33	1,5–2
Двигатели с искровым зажиганием	0,85–0,9	3,5–5,5	2300–2800	3–4	1	0,85–1,05
Газовые	0,8–0,85	2,5–4,5	2200–2500	2,5–3,5	1	0,9–1,2

Как видно из табл. 4.2 давление p_z у дизелей с наддувом достигает 12 МПа и выше.

5. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

Процесс расширения осуществляется в двигателях после процесса сгорания, когда поршень движется от ВМТ к НМТ. За начало процесса расширения принято принимать точку z на расчетной индикаторной диаграмме (рис. 5.1). Процесс расширения является единственным процессом, за время протекания которого совершается полезная работа, от которой зависят мощностные показатели двигателя.

К особенностям, которые обуславливают протекание процесса расширения, относятся:

- непрерывная теплоотдача тепла от газов в стенки и далее в охлаждающую среду;
- частичная утечка газа из цилиндра в картер через зазоры под действием высокого давления;
- догорание топлива на линии расширения;
- наличие диссоциации продуктов горения под действием высокой температуры.

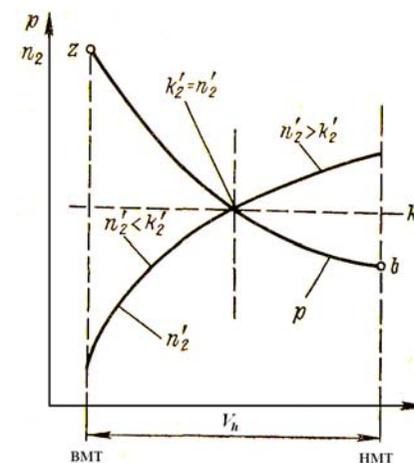


Рис. 5.1. К расчету параметров процесса расширения

Непрерывный теплообмен между газами в цилиндре указывает на политропный характер процесса расширения с переменными показателями политроп n'_2 .

В начале процесса расширения температурный режим не уменьшается, а возрастает, достигая максимума уже на линии расширения, т. е. начало процесса расширения протекает с подводом тепла. Поэтому переменный показатель политропы расширения в первой половине процесса имеет меньшие значения показателя адиабаты (рис. 5.1, $n'_2 < k_2$), когда теплоприток равен теплоотдаче ($n'_2 = k'_2$), наступает тепловое равновесие.

Во второй половине процесса расширения теплоприток уменьшается, и все большее значение начинает приобретать отвод теплоты к стенкам цилиндра (рис. 5.1, $n'_2 > k'_2$). Рассчитать процесс расширения с переменным показателем политроп n'_2 представляет трудную задачу. Поэтому действительный политропический процесс заменяют условным со средним показателем политропы расширения n_2 . В. Я. Петров для определения среднего показателя политропы предложил следующую эмпирическую формулу:

– для дизелей:

$$n_2 = 1,22 + \frac{130}{n}; \quad (5.1)$$

– для бензиновых двигателей:

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n}, \quad (5.2)$$

где n – частота вращения коленчатого вала.

Значения n_2 для двигателей принимаются в пределах:

– дизели: 1,18–1,28;

– бензиновые двигатели: 1,24–1,30.

На величину среднего показателя политропы расширения n_2 влияют конструкция камеры сгорания, размеры цилиндров, тепловое и техническое состояние двигателя, нагрузка и скоростной режим двигателя.

Параметры конца процесса расширения могут быть определены из уравнения политропного процесса:

$$p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2}. \quad (5.3)$$

Откуда

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2}. \quad (5.4)$$

Для бензиновых двигателей:

$$\frac{V_z}{V_b} = \frac{1}{\frac{V_a}{V_c}} = \frac{1}{\epsilon}.$$

Для дизелей:

$$\frac{V_z}{V_b} = \frac{1}{\frac{V_a}{V_z}} = \frac{1}{\delta}.$$

Тогда для бензиновых двигателей:

$$p_b = p_z \frac{1}{\epsilon^{n_2}} = \frac{p_z}{\epsilon^{n_2}}. \quad (5.5)$$

Для дизелей:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \quad (5.6)$$

где $\delta = V_b / V_z$ – степень последующего расширения.

Аналогично для температуры в точке b :

$$T_z V_z^{n_2-1} = p_b V_b^{n_2-1}.$$

Откуда для бензиновых двигателей:

$$T_b = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}.$$

Для дизелей:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}.$$

Величина температуры в конце расширения, К:

– дизелей: 1000–1400;

– бензиновых двигателей: 1300–1800.

6. ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

6.1. Индикаторные показатели

Работа газов, совершаемая внутри цилиндра, называется индикаторной. Величина этой работы зависит, прежде всего, от совершенства процесса сгорания и других показателей двигателя.

К индикаторным показателям двигателя относятся среднее индикаторное давление МПа (p'_i – расчетного цикла, p_i – действительного цикла), индикаторная мощность N_i , кВт, индикаторный коэффициент полезного действия η_i , удельный индикаторный расход топлива g_i , г/кВт·ч.

Среднее индикаторное давление (теоретического цикла) представляет собой такое условное постоянное давление, которое действуя на поршень, совершает индикаторную работу, равную работе газов за весь цикл (равную работе переменного давления):

$$L'_i = p'_i FS, \quad (6.1)$$

где F – площадь поршня;

S – ход поршня.

Откуда

$$p'_i = \frac{L'_i}{FS}, \quad (6.2)$$

где $FS = V_h$.

На рис. 6.1 в качестве примера приведены расчетные (нескругленные) *raczbr* индикаторные диаграммы бензинового двигателя (рис. 6.1, *a*) и *raz'czbr* дизельного двигателя (рис. 6.1, *b*). Первая с подводом теплоты при $V = \text{const}$, а вторая смешанного цикла с подводом теплоты при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$.

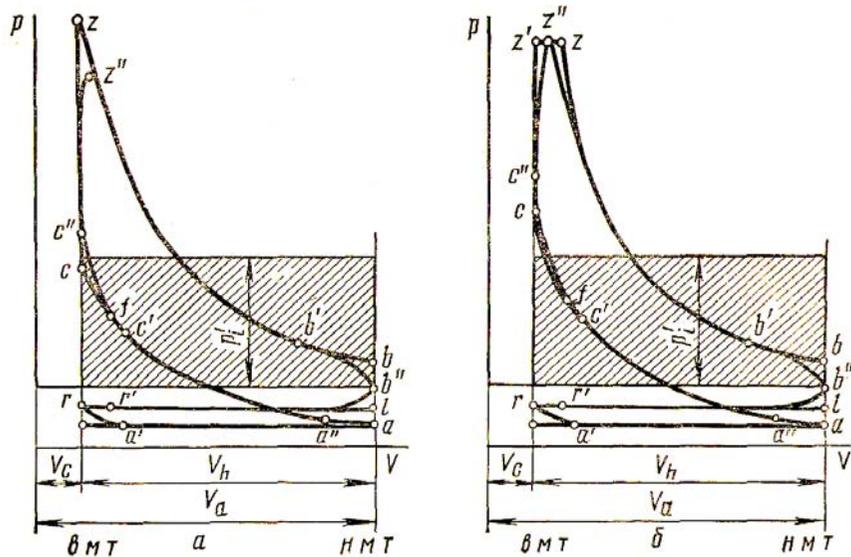


Рис. 6.1. Свернутые индикаторные диаграммы (к определению среднего индикаторного давления):
а – бензинового двигателя; б – дизеля

Значения среднего индикаторного давления могут быть определены расчетным путем на основе теоретической расчетной индикаторной диаграммы, или по округленной действительной индикаторной диаграмме.

Индикаторная работа для смешанного цикла для нескругленной расчетной диаграммы (рис. 6.1, б):

$$L'_i = L'_{z'z} + L_{zb} - L_{ac}. \quad (6.3)$$

Работа изобарного расширения на участке $z'z$:

$$L_{z'z} = p_z V_z - \lambda p_c V_c.$$

Так как $p_z = \lambda p_c$; $\rho = \frac{V_z}{V_c}$ и $V'_z = V_c$, то:

$$L_{z'z} = \lambda p_c V_c (\rho - 1). \quad (6.4)$$

Работа политропного процесса расширения на участке zb :

$$L_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z V_z - p_b V_b) = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{p_b V_b}{p_z V_z} \right). \quad (6.5)$$

или так как (6.3):

$$\frac{p_b V_b}{p_z V_z} = \frac{T_b}{T_z} = \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \quad \text{и} \quad p_z V_z = \lambda p_c V_c, \quad (6.6)$$

то

$$L_{zb} = p_c V_c \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right). \quad (6.7)$$

Работа политропного сжатия (участок ac) может быть рассчитана по формуле:

$$L_{ac} = \frac{1}{n_1 - 1} (p_c V_c - p_a V_a) = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{p_a V_a}{p_c V_c} \right). \quad (6.8)$$

Имея в виду, что

$$\frac{p_a V_a}{p_c V_c} = \frac{T_a}{T_c} = \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}},$$

то

$$L_{ac} = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right). \quad (6.9)$$

Подставив значения выражений $L_{z'z}$, L_{zb} и L_{ac} в исходное выражение (6.2) и вынеся за скобки $p_c V_c$, получим выражение для общей индикаторной работы расчетного цикла в виде:

$$L'_i = p_c V_c \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (6.10)$$

Для определения среднего теоретического давления цикла подставим формулу (6.10) в (6.2), и учитывая, что

$$\frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \quad \text{и} \quad p_c = p_a \varepsilon^n,$$

получим:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (6.11)$$

Для цикла при $V = \text{const}$ (двигателей с ИЗ), у которых $\rho = 1$ и $V_b / V_z = V_a / V_c = \varepsilon$,

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (6.12)$$

Действительное среднее индикаторное давление p_i всегда меньше среднего теоретического индикаторного давления p'_i расчетного цикла на величину скругленной (рис. 6.1, а, б, индикаторные диаграммы $rac'c''z'b'b''r$ и $rac'c''z''b'b''r$).

$$p_i = \varphi p'_i, \quad (6.13)$$

где φ – коэффициент полноты индикаторной диаграммы для двигателей лежит в пределах 0,93–0,98.

Среднее индикаторное давление можно также определить по снятой с двигателя действительной индикаторной диаграмме путем планометрирования ее площади. Тогда:

$$p_i = \mu \frac{F}{l}, \quad (6.14)$$

где μ – масштаб давления, МПа/мм;
 F – площадь диаграммы, мм²;
 l – длина диаграммы, мм.

Значение среднего индикаторного давления p_i для двигателей в номинальном режиме работы, МПа:

- дизели со свободным впуском: 0,75–1,1;
- дизели с наддувом: 2,0 и более;
- двигатели бензиновые: 0,6–1,0.

Индикаторная мощность двигателя – это мощность, развиваемая внутри цилиндра двигателя, представляет собой индикаторную работу в единицу времени.

Индикаторная работа за цикл:

$$L_i = p_i V_h. \quad (6.15)$$

Количество циклов (ходов) в секунду равно $2n / 60\tau$, где n – число оборотов двигателя, мин⁻¹; τ – тактность ($\tau = 4$ для четырехтактных и $\tau = 2$ для двухтактных двигателей).

Тогда индикаторная мощность для одного цилиндра:

$$N_i = L_i \frac{2n}{60\tau} = p_i V_h \frac{2n}{60\tau}. \quad (6.16)$$

Для двигателя, имеющего i цилиндров, кВт:

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

где p_i измеряется в МПа, V_h – в л, n – в мин⁻¹.

Индикаторный КПД двигателя – отношение тепла, превращенного в индикаторную работу ко всему подведенному за цикл теплу:

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_u} = \frac{Q_i}{Q_1} = \frac{3600 N_i}{H_u G_T} = \frac{3600}{H_u g_i}, \quad (6.17)$$

где Q_i – количество теплоты, превращенное в индикаторную работу;
 Q_1 – количество теплоты, выделенное при полном сгорании 1 кг топлива;

H_u – низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг;
 G_T – часовой расход топлива, кг/ч.

Действительное количество свежего заряда в весовых единицах определяется из выражения:

$$G_b = V_h i \eta_v \rho_b, \quad (6.18)$$

где ρ_b – удельный вес воздуха в кг/м³.

Коэффициент избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{G_b}{l_0 G_T}, \quad (6.19)$$

где l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива.

Тогда часовой расход топлива:

$$G_T = \frac{G_b}{l_0 \alpha} = \frac{V_h i \eta_v \rho_b}{l_0 \alpha}. \quad (6.20)$$

Количество теплоты, выделившееся при полном сгорании 1 кг топлива:

$$Q_1 = H_u G_T = \frac{H_u}{\alpha l_0} V_h i \eta_v \rho_b. \quad (6.21)$$

Количество теплоты, превращенное в индикаторную работу:

$$Q_i = Q_1 \eta_i = \frac{H_u}{\alpha l_0} V_h i \eta_v \eta_i \rho_b. \quad (6.22)$$

Значение индикаторного КПД η_i у современных двигателей лежит в пределах:

- дизели со свободным впуском: 0,4–0,49;
- дизели с наддувом: 0,42–0,5;
- двигатели бензиновые: 0,35–0,42.

На основании формулы (6.16) для индикаторной мощности запишем:

$$N_i = \frac{H_u}{\alpha l_0} V_h i \eta_v \eta_i \rho_b \frac{\pi n}{30 \tau}. \quad (6.23)$$

Степень использования теплоты в идеальном и расчетном цикле оценивается относительным КПД:

$$\eta_o = \frac{\eta_i}{\eta_t}. \quad (6.24)$$

Значение η_o для двигателей лежит в пределах 0,6–0,9.

Индикаторный удельный расход топлива. Наряду с индикаторным КПД η_i оценивает экономичность двигателя и представляет собой расход топлива на единицу индикаторной мощности, г/кВт·ч:

$$g_i = \frac{G_T}{N_i} \cdot 10^3. \quad (6.25)$$

Учитывая формулы (6.17) и (6.24) индикаторный удельный расход топлива можно представить, г/кВт·ч:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u} \cdot 10^3. \quad (6.26)$$

Величина индикаторного удельного расхода топлива g_i для двигателей г/кВт ч:

- дизели со свободным впуском: 170–200;
- дизели с наддувом: 160–190;
- двигатели бензиновые: 225–300.

6.2. Влияние различных факторов на индикаторные показатели двигателей

Степень сжатия оказывает значительное влияние на индикаторный КПД. У двигателей с впрыском бензина и расслоением заряда степень сжатия повышена до 12–13 единиц благодаря двухтактному впрыскиванию бензина, что исключает возможность детонации. Практически исчезает различие между дизельным и бензиновым

циклами. С ростом ε улучшается теплоиспользование, растет p_i и η_i . Однако при этом растут механические потери на трение, снижается долговечность и надежность работы, затрудняется пуск и растет стоимость эксплуатации двигателя. У дизелей не так заметен рост η_i и других индикаторных показателей с ростом степени сжатия (в пределах необходимых для воспламенения смеси). Дизели с изменяющейся степенью сжатия имеют высокое ее значение при пуске и меньшее при полной нагрузке и наддуве.

Угол опережения зажигания и впрыска топлива влияет на продолжительность фаз сгорания и для бензиновых двигателей является оптимальным, когда максимальное давление цикла $p_{z \max}$ достигается при $12-18^\circ$ после ВМТ. Отклонение угла опережения зажигания в ту или другую сторону приводит к ухудшению индикаторных показателей.

У дизельных двигателей ранний впрыск заметно увеличит жесткость работы и нагрузки на детали КШМ, а так же отрицательно влияет на токсичность отработавших газов (NO_x). При позднем впрыске значительно ухудшается теплоиспользование в двигателе, и как результат индикаторные показатели снижаются. Количество токсичных составляющих CH и NO уменьшается.

Состав смеси оказывает сильное влияние на процесс сгорания и на индикаторные показатели двигателя. Наибольший индикаторный КПД у бензиновых двигателей наблюдается при значениях α от 1,05 до 1,1 (рис. 6.2, б). При этом происходит быстрое и полное сгорание бензина. Дальнейшее обеднение смеси приводит к падению η_i . Работа двигателя на богатых смесях приводит к уменьшению индикаторного КПД. Наибольшее значение η_i/α соответствует α от 0,8 до 0,9 и развивается наибольшая величина N_i и p_i .

Дизельные двигатели, имеющие внутреннее смесеобразование, имеют наибольший индикаторный КПД при α от 2,5 до 4 (рис. 6.2, а). При меньших значениях α топливо полностью не сгорает, как и при больших значениях $\alpha > 4$, что приводит к ухудшению индикаторных показателей.

Частота вращения. Время, отводимое на цикл, с ростом частоты вращения уменьшается, уменьшаются и утечки газов через кольца, следовательно, потери тепла падают. С другой стороны растет турбулизация заряда, что приводит к интенсификации процесса сгорания и также к увеличению теплоотдачи. Суммарное действие этих факторов способствует незначительному росту индикаторного КПД.

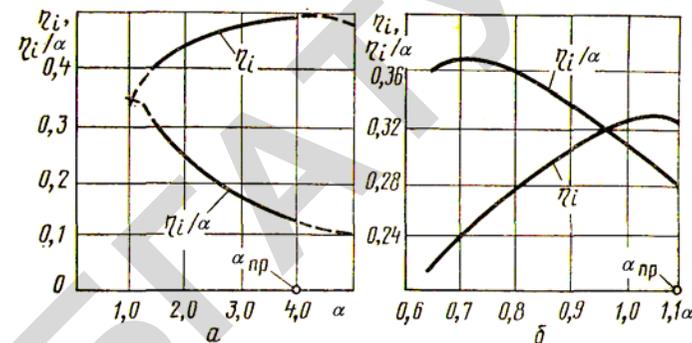


Рис. 6.2. Зависимости индикаторного КПД η_i и отношения η_i/α от коэффициента избытка воздуха: а – для дизеля; б – для бензинового двигателя

Нагрузка. В двигателях с искровым зажиганием уменьшение нагрузки от максимальной (α от 0,8 до 0,9), где индикаторный КПД несколько падает из-за неполноты сгорания, способствует росту η_i , так как на средних нагрузках (α от 1,05 до 1,1) заряд сгорает полностью. При переходе к малым нагрузкам (α от 0,6 до 0,7) и к холостому ходу (α от 0,4 до 0,6) индикаторный КПД падает, так как наблюдается еще большая неполнота сгорания и рост коэффициента остаточных газов γ_r , что ухудшает процесс сгорания и своевременное тепловыделение.

Дизельные двигатели отличаются более плавным изменением индикаторного КПД во всем диапазоне нагрузок (рис. 6.3, кривая 1). Как видно из рис. 6.3, наибольшее значение индикаторного КПД η_i у дизелей наблюдается на средних нагрузках, когда смесь в цилиндре имеет наиболее выгодный состав (α от 2,5 до 4). На полных и малых нагрузках η_i уменьшается из-за роста тепловых потерь.

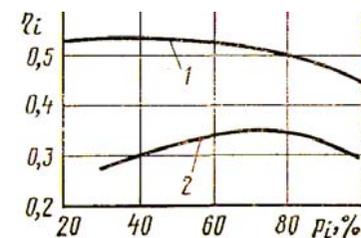


Рис. 6.3. Зависимости η_i от нагрузки: 1 – дизель; 2 – бензиновый двигатель

На индикаторные показатели двигателей влияют также наддув, форма камеры сгорания, размеры цилиндра, материал деталей цилиндропоршневой группы, число и расположение свечей, атмосферные условия работы двигателей.

6.3. Эффективные показатели

Индикаторная работа, развиваемая в цилиндре, расходуется на совершение полезной механической работы и преодоление внутренних (механических) потерь в двигателе.

$$L_e = (p_i - p_{мп})V_h = p_e V_h, \quad (6.27)$$

где L_e – эффективная (полезная) работа цикла;
 p_i – среднее индикаторное давление;
 $p_{мп}$ – среднее давление механических потерь;
 p_e – среднее эффективное давление.

Из формулы (6.27) следует, что:

$$p_e = p_i - p_{мп}. \quad (6.28)$$

Среднее эффективное давление цикла p_e – это условное постоянное давление в цилиндре двигателя, под действием которого совершается полезная работа, равновеликая полезной работе цикла. Среднее эффективное давление, как и среднее индикаторное давление, есть мера удельной работы цикла, измеряется в МПа и отличается от p_i на величину $p_{мп}$:

$$p_e = \frac{L_e}{V_h}. \quad (6.29)$$

Из выражения (6.28) можно определить среднее давление механических потерь:

$$p_{мп} = p_i - p_e.$$

Следовательно, эффективное давление p_e (как и эффективная работа, и эффективная мощность) меньше соответствующих индикаторных значений на величину механических потерь, т. е.:

$$L_e = L_i - L_{мп}. \quad (6.30)$$

$$N_e = N_i - N_{мп}. \quad (6.31)$$

В двигателях *механические потери* включают в себя:

1. *Потери на трение* (p_T). Основные потери в поршневых двигателях внутреннего сгорания составляют потери на трение в трущихся сопряжениях (до 80 % всех потерь). При этом основную долю (40–55 %) в потерях на трение составляют пары «поршень – гильза» и «поршневые кольца – гильза». На трение в подшипниках теряется до 20 % потерь на трение.

2. *Насосные потери* (p_i). На процесс газообмена (впуск и выпуск), т. е. на наполнение цилиндра свежим зарядом и на удаление отработавших газов необходимо затрачивать часть индикаторной работы (мощности). Величина этих затрат зависит от конструкции и состояния впускного и выпускного трактов, а у бензиновых двигателей еще и от степени прикрытия дроссельной заслонки.

В высокоскоростных двигателях, имеющих газотурбинный наддув, насосные потери еще большие и составляют до 25 % всех механических потерь. Однако в двигателях с газотурбонаддувом в зависимости от типа систем наддува и его характеристик, потери на газообмен могут быть как отрицательными, так и положительными.

3. *Потери на привод вспомогательных механизмов* ($p_{в.м}$). К вспомогательным механизмам относят масляный, жидкостный и топливные насосы, вентилятор системы охлаждения, генератор, прерыватель-распределитель и другие механизмы, обеспечивающие работу двигателя. На эти потери приходится до 20–33 % всех механических потерь.

4. *Потери на привод механического компрессора наддува* ($p'_к$) учитываются при наличии в двигателе компрессора с механическим приводом от коленчатого вала. Потери на привод составляют до 10 %.

Таким образом, среднее давление механических потерь (по аналогии с индикаторным и эффективным) будет (рис. 6.1):

$$p_{мп} = p_T + p_i + p_{в.м} + p'_к.$$

Потери мощности при этом:

$$N_{мп} = N_T + N_i + N_{в.м} + N'_к.$$

Величину среднего давления механических потерь определяют по эмпирическим зависимостям или опытным путем. С учетом того, что потери на трение составляют большую долю внутренних потерь двигателя, то ориентировочно величина потерь определяется по формуле:

$$p_{мп} = a + b + c_{п}, \quad (6.32)$$

где a, b – постоянные коэффициенты, определяемые по табл. 6.1;
 $c_{п}$ – средняя скорость поршня, м/с:

$$c_{п} = \frac{s \cdot n}{30}.$$

Таблица 6.1

Значения коэффициентов для подсчета среднего давления механических потерь

Типы двигателя	a , МПа	b , МПа
Дизели	0,08–0,1	0,01–0,012
Двигатели с искровым зажиганием	0,05	0,01–0,012

Опытным путем механические потери определяются одним из следующих способов:

- методом прокручивания от постороннего источника (электро-двигатель, электрический тормоз и др.);
- методом отключения цилиндров;
- методом индицирования.

При известном среднем давлении механических потерь можно определить мощность механических потерь:

$$N_{мп} = \frac{p_{мп} \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30\tau}. \quad (6.33)$$

Механические потери оцениваются механическим КПД:

$$\eta_{м} = \frac{N_i - N_{мп}}{N} \quad (6.34)$$

или

$$\eta_{м} = \frac{p_i - p_{мп}}{p_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (6.35)$$

и показывают долю потерь индикаторной мощности или давления.

Величина механического КПД $\eta_{м}$ у современных двигателей в номинальном режиме:

- четырехтактные дизели без наддува: 0,75–0,82;
- с наддувом: 0,85–0,98;
- четырехтактные с ИЗ: 0,8–0,86.

На величину механических потерь влияют следующие параметры.

1. *Степень сжатия.* С ростом ϵ увеличиваются давление p_c и p_z , что равносильно дополнительной нагрузке на детали и, как результат рост механических потерь. Поэтому у дизелей $\eta_{м}$ меньше.

2. *Число оборотов* оказывает наиболее сильное влияние на механические потери, которые можно определить по эмпирической зависимости:

$$N_{мп} = c \cdot n^k, \quad (6.36)$$

где c – постоянная;

n – частота вращения коленчатого вала;

k – показатель степени (от 1,7 до 2,2).

3. *Нагрузка.* У двигателей увеличение нагрузки вызывает рост давления цикла и уменьшение механического КПД. В то же время растет тепловое состояние двигателя, что снижает вязкость масла, потери на трение уменьшаются. В результате воздействия эти факторы приводят к незначительному понижению механических потерь.

4. *Техническое состояние двигателей.* Ухудшение технического состояния двигателя (износ, нарушение работы вспомогательных механизмов, разрегулировки, засорение фильтров и др.) сильно увеличивают механические потери, что приводит к падению мощности и экономичности.

Рассматривая формулу (6.28) можно сделать вывод, что при неизменном среднем индикаторном давлении снижение механических потерь приводит к возрастанию среднего эффективного давления, т. е. увеличится полезная работа, снимаемая с коленчатого вала двигателя.

Эффективная мощность – это мощность, снимаемая с коленчатого вала двигателя. С учетом потерь в трансмиссии эффективная мощность передается на колеса трактора или автомобиля через муфту сцепления и трансмиссию.

По аналогии с индикаторной мощностью:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30\tau}, \text{ кВт.} \quad (6.37)$$

Из формулы (6.37) видно, что эффективная мощность двигателя зависит, прежде всего, от величины среднего эффективного давления (6.28). Значения p_e в номинальном режиме у двигателей лежит в пределах:

- четырехтактные дизели без наддува: 0,65–0,82;
- с наддувом: до 2 и более;
- двигатели с ИЗ: 1,1–1,3.

Крутящий момент двигателя, передаваемый от коленчатого вала на трансмиссию, определяется из выражения:

$$M_k = \frac{N_e \cdot 10^3}{\omega}, \quad (6.38)$$

где $\omega = \pi n / 30$ – угловая скорость коленчатого вала.

Тогда

$$M_k = \frac{N_e \cdot 10^3 \cdot 30}{\pi \cdot n} = 9550 \frac{N_e}{n}. \quad (6.39)$$

5. *Эффективный КПД* показывает степень использования тепла на полезную работу (превращение тепла в эффективную работу) при сгорании 1 кг топлива.

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_u} = \frac{Q_e}{Q_1} = \frac{L_e}{q_{ц} H_u \rho_T}, \quad (6.40)$$

где $q_{ц}$ – цикловая подача топлива;
 ρ_T – удельный вес топлива.

Или

$$\eta_e = \frac{L_e}{q_{ц} H_u \rho_T} = \frac{p_e V_h}{q_{ц} H_u \rho_T} = \frac{p_i V_h \eta_M}{q_{ц} H_u \rho_T} = \frac{L_i \eta_M}{q_{ц} H_u \rho_T} = \eta_i \cdot \eta_M. \quad (6.41)$$

Так как $\eta_i = \eta_i \cdot \eta_o$, то $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_o \cdot \eta_M$.

6. *Эффективный удельный расход топлива.* Расход топлива, приходящийся на единицу эффективной мощности в течение часа:

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} 10^3. \quad (6.42)$$

По аналогии с зависимостью (6.17)

$$\eta_e = \frac{3600}{g_e H_u}. \quad (6.43)$$

Выразим удельный расход топлива через известные параметры цикла (η_v и p_e).

Часовой расход воздуха двигателем, кг/ч:

$$G_B = \alpha \cdot l_0 \cdot G_T. \quad (6.44)$$

Тогда цикловой расход воздуха будет, кг/цикл:

$$G_{B \text{ цикл}} = \frac{\alpha l_0 G_T \tau}{2n}. \quad (6.45)$$

Теоретическое количество воздуха, который может поступить в рабочий объем, кг/цикл:

$$G'_B = \frac{V_h i \rho_B}{1000}. \quad (6.46)$$

Коэффициент наполнения с учетом зависимостей (6.45) и (6.46):

$$\eta_v = \frac{G_{B \text{ цикл}}}{G'_B} = \frac{\alpha l_0 G_T \tau}{60 \cdot 2n} \frac{1000}{V_h i \rho_B}. \quad (6.47)$$

Учитывая (6.42):

$$G_T = \frac{g_e N_e}{10^3}$$

и что

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

получим:

$$\eta_v = \frac{a l_0 g_e p_e}{3600 \rho_v}. \quad (6.48)$$

Откуда

$$g_e = 3600 \frac{\eta_v \rho_v}{a l_0 p_e}. \quad (6.49)$$

Значения эффективного КПД η_e и эффективного удельного расхода топлива g_e в номинальном режиме для существующих двигателей следующие:

- дизели без наддува: η_e 0,36–0,42; g_e 200–235 г/кВт·ч;
- дизели с наддувом: η_e 0,38–0,45; g_e 185–223 г/кВт·ч;
- двигатели с ИЗ: η_e 0,27–0,38; g_e 220–320 г/кВт·ч.

7. Связь между индикаторными и эффективными показателями.

Из приведенных выше зависимостей можно записать следующие соотношения:

$$N_e = N_i \eta_M; \quad \eta_e = \eta_i \eta_M; \quad p_e = p_i \eta_M; \quad g_i = g_e \cdot \eta_M.$$

Из приведенных выше зависимостей видно, что эффективные показатели определяются соответствующими индикаторными показателями и механическими потерями. Влияние различных факторов на индикаторные показатели и механические потери рассмотрено выше в (6.2) и (6.3).

Следует только добавить, что эффективный КПД существенно зависит от режима работы двигателя. С уменьшением нагрузки у бензиновых двигателей η_e уменьшается вследствие увеличения потерь

на газообмен из-за прикрытия дроссельной заслонки. У дизелей уменьшение нагрузки влечет увеличение α , процесс сгорания при этом улучшается, что вызывает увеличение КПД, как η_i , так и η_M . Это в свою очередь вызывает увеличение η_e .

У обоих типов двигателей в режиме нагрузки 0,8–0,85 от полной наблюдаются оптимальные значения η_e и g_e . При дальнейшем увеличении нагрузки эффективный КПД снижается, так как ухудшаются условия сгорания заряда.

Следует отметить, что индикаторная (N_i) и эффективная (N_e) мощности зависят от атмосферных условий, т. е. от плотности воздуха ρ_v . По аналогии с выражением (6.23) запишем:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30\tau} = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} V_h \eta_v \eta_M \rho_v \frac{n \cdot i}{30\tau}. \quad (6.50)$$

При эксплуатации двигателей при разных температурах и условиях окружающей среды эффективные показатели изменяются, что видно из формулы (6.50). Поэтому при испытаниях мощности и другие показатели приводят согласно ГОСТ 18509–88 к нормальным условиям ($p_0 = 760$ мм рт. ст.; $t = 20$ °С).

6.4. Зависимость эффективных показателей от цикловой подачи топлива

В технической термодинамике показано, что работа идеального цикла тем больше, чем больше количество подводимого тепла. В действительном цикле количество подводимого тепла определяется величиной цикловой подачи топлива $q_{ц}$ (количество топлива, поступающего в цилиндр за один цикл), что можно представить теоретически.

Индикаторный КПД двигателя можно выразить как отношение полезного и всего подводимого тепла за один цикл:

$$\eta_i = \frac{L_i}{q_{ц} H_u} = \frac{p_i V_h}{q_{ц} H_u},$$

откуда

$$p_i = \eta_i q_{ц} H_u / V_h;$$

$$p_e = \frac{H_u}{V_h} \eta_i \eta_M q_{ц}. \quad (6.51)$$

Если значение p_e (6.51) подставить в формулу (6.37), то получим:

$$N_e = \left(\frac{H_u}{V_h} \frac{V_{л}}{60\tau} \right) \eta_i \eta_M q_{ц} n = A \eta_i \eta_M q_{ц} n. \quad (6.52)$$

Здесь буквой A обозначено выражение в скобках, состоящее из постоянных параметров для данного двигателя.

Подставив выражение (6.52) в (6.39), получим:

$$M_k = (9550A) \eta_i \eta_M q_{ц} = B \eta_i \eta_M q_{ц}. \quad (6.53)$$

Буквой B здесь обозначена величина в скобках – также постоянная для данного двигателя.

Выражения (6.52) и (6.53) справедливы до тех пор, пока при увеличении $q_{ц}$ воздуха в цилиндре будет достаточно подаваемого топлива для полного сгорания. При одинаковой зависимости от КПД, крутящий момент (6.53) зависит только от $q_{ц}$, тогда как мощность (6.52) – от $q_{ц}$ и n . Это позволяет обеспечить возможные пути форсирования двигателя – увеличение мощности без изменения его размеров (литража) и закономерности осуществления цикла (тактности). Таких путей два: «форсирование по теплу» – за счет увеличения $q_{ц}$ и «форсирование по скорости» – увеличение n .

Не вдаваясь здесь в детальный анализ этих путей, отметим лишь то, что для форсирования двигателя по теплу ($q_{ц}$) необходимо увеличить количество воздуха, подаваемого в цилиндры за каждый цикл. Практически это достигается за счет использования различных способов наддува и, прежде всего, посредством специальных компрессоров. О степени форсирования двигателя по теплу судят обычно по величине среднего эффективного давления (p_e), которое у двигателей с наддувом значительно больше, чем у двигателей со свободным впуском.

Индикаторный крутящий момент двигателя на основании выражения (6.53):

$$M_i = B \eta_i q_{ц}.$$

Режим работы двигателя, при котором $M_i = \sum M_{сопр}$ ($\sum M_{сопр}$ – средний момент всех приложенных внутренних и внешних сопротивлений)

принято называть *установившимся режимом работы двигателя*. На установившемся режиме работы средняя частота вращения (мин⁻¹) вала двигателя $n = \text{const}$ и средняя угловая скорость (рад/с) $\omega = \text{const}$. При $M_i > \sum M_{сопр}$ избыточная работа крутящего момента затрачивается на разгон коленчатого вала (режим разгона), а при $M_i < \sum M_{сопр}$ будет иметь место *режим замедления*. Эти неустановившиеся режимы работы часто называют *переходными режимами*.

Из проведенного анализа видно, что режим работы двигателя зависит от величины цикловой подачи топлива $q_{ц}$. Различают три основных способа регулирования режима работы двигателя: *качественный*, *количественный* и *комбинированный* (последний – комбинация первых двух).

Качественный способ регулирования характерен при регулировании дизелей, прежде всего, дизелей со свободным впуском. Здесь при приблизительно одинаковом количестве воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, изменяется цикловая подача топлива, в результате чего изменяется качество рабочей смеси. Количественный способ характерен для регулирования карбюраторных двигателей. В этом случае величина цикловой подачи зависит от количества заряда, поступающего в цилиндры (от степени открытия дроссельной заслонки), в то же время качество смеси поддерживается системами компенсации горючей смеси карбюратора. Комбинированный способ применяется в современных системах электронного управления системами топливо- и воздухоподачи.

6.5. Удельные показатели поршневых двигателей

К наиболее часто используемым удельным показателям автотракторных двигателей относятся:

1) литровая мощность, кВт/л:

$$N_{л} = \frac{N_e}{V_{л}}; \quad N_{л} = \frac{P_e}{30\tau}; \quad (6.54)$$

2) поршневая мощность, кВт/дм²:

$$N_{п} = \frac{N_e}{F_{п} i}; \quad (6.55)$$

где $F_{п}$ – площадь поршня в дм²; i – число цилиндров;

3) литровая масса, кг/л:

$$m_v = \frac{m_D}{V_l}, \quad (6.56)$$

где m_D – масса двигателя в кг;

4) удельная масса, кг/кВт:

$$m_N = \frac{m_D}{N_e}. \quad (6.57)$$

Ориентировочные значения удельных показателей приведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2

Удельные показатели автотракторных двигателей

Двигатели	Показатели			
	N_l , кВт/л	$N_{п}$, кВт/дм ²	m_v , кг/л	m_N , кг/кВт
Дизели	11–18	9–27	70–140	2–10
С искровым зажиганием	15–40	11–33	50–120	1,3–6,8

Из уравнения (6.54) видно, что литровая мощность может быть увеличена за счет среднего эффективного давления и частоты вращения, т. е. методом форсирования двигателей. Используя удельные показатели можно сравнить различные двигатели.

6.6. Определение основных размеров двигателей

Согласно основному положению метода В. И. Гриневецкого, по результатам теплового расчета двигателя определяются среднее индикаторное давление рабочего цикла и важнейший размерный параметр – рабочий объем цилиндров двигателя («литраж»).

Для определения среднего индикаторного давления p_i после расчета давления в характерных точках цикла (a , c , z , b) строится теоретическая индикаторная диаграмма цикла по ее площади (см. раздел 6.1), с использованием выражений (6.13) и (6.14) определяется p_i . Далее, задаваясь величиной механического КПД (существуют также эмпирические формулы для расчета среднего давления механических потерь), определяют среднее эффективное давление цикла p_e ($p_e = \eta_M p_i$).

На основании зависимости (6.37) по требуемой эффективной мощности, которая задается или рассчитывается для каждой конкретной машины, определяется необходимый рабочий объем $V_l = V_h \cdot i$ двигателя, в котором будет реализован данный расчетный рабочий цикл:

$$V_l = V_h \cdot i = \frac{30 \cdot i \cdot N_e}{p_e \cdot n}. \quad (6.58)$$

Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S, \quad (6.59)$$

где D и S – соответственно диаметр цилиндра и ход поршня.

Разделив и умножив выражение (6.59) на D , получим:

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot S}}. \quad (6.60)$$

Отношение S/D выбирают в пределах:

- автомобильные двигатели с искровым зажиганием: 0,7–1,1;
- тракторные и комбайновые дизели: 0,9–1,2.

6.7. Тепловой баланс двигателя

Тепловой баланс двигателя показывает распределение тепла, подводимого к двигателю с топливом. Различают абсолютный тепловой баланс, когда теплота отдельных его составляющих оценивается в абсолютных единицах измерения теплоты за установленный промежуток времени, и относительный тепловой баланс. В последнем случае составляющие теплового баланса оцениваются в % от всего подведенного тепла за установленное время. Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_1 = Q_e + Q_{охл} + Q_{г} + Q_{н.с} + Q_{ост}; \quad (6.61)$$

$$100 \% = q_e + q_{охл} + q_{г} + q_{н.с} + q_{ост}, \quad (6.62)$$

где Q_1 – количество теплоты, подведенной к двигателю с топливом в заданном режиме;

Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе;

$Q_{\text{охл}}$ – теплота, отведенная в систему охлаждения;

Q_r – теплота, уносимая отработавшими газами;

$Q_{\text{н.с}}$ – потери теплоты из-за химической неполноты сгорания;

$Q_{\text{ост}}$ – остаточный член, учитывающий потери, не учтенные предыдущими составляющими теплового баланса.

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_1} \cdot 100 \%;$$

$$q_{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{Q_1} \cdot 100 \% \text{ и т. д.}$$

Тепловой баланс двигателя определяется обычно опытным путем с целью определения возможных путей уменьшения тепловых потерь.

Теплота, подводимая к двигателю с топливом (выделившаяся при сгорании), кДж/кг:

$$Q_1 = G_T H_u, \quad (6.63)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг,

G_T – часовой расход топлива, кг/ч.

Количество теплоты, эквивалентное эффективной работе двигателя за один час, кДж/ч:

$$Q_e = 3600 N_e, \quad (6.64)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя, кВт.

Теплоту, отводимую в систему жидкостного охлаждения, определяют по уравнению, кДж/ч:

$$Q_{\text{охл}} = G_{\text{охл}} (T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}) \mu C_B, \quad (6.65)$$

где $G_{\text{охл}}$ – расход охладителя, кг/ч;

μC_B – теплоемкость охладителя, кДж/(кг К);

$T_{\text{вых}}$ и $T_{\text{вх}}$ – температура охладителя на выходе и входе в систему, К.

Количества тепла, уносимого с отработавшими газами, кДж/ч:

$$Q_r = (G_T + G_B) \mu C_p (T_r + T_0), \quad (6.66)$$

где G_T и G_B – часовой расход топлива и воздуха, кг/ч;

μC_p – изобарная теплоемкость отработавших газов, кДж/(кг·К);

T_r и T_0 – температура отработавших газов и окружающего воздуха соответственно, К.

Потери теплоты из-за химической неполноты сгорания при $\alpha < 1$, кДж/ч:

$$Q_{\text{н.с}} = \Delta H_u G_T. \quad (6.67)$$

Величина ΔH_u может определяться по формуле:

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0.$$

Остаточный член теплового баланса как разность:

$$Q_{\text{ост}} = Q_1 - (Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_r + Q_{\text{н.с}}). \quad (6.68)$$

Тепловой баланс двигателя часто предлагают в виде круговых или прямоугольных диаграмм. Наибольший интерес обычно имеет тепловой баланс в режиме максимальной мощности. Ориентировочные значения составляющих относительного теплового баланса автотракторных и комбайновых двигателей приведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3

Относительные составляющие теплового баланса

Двигатели	q_e	$q_{\text{охл}}$	q_r	$q_{\text{н.с}}$	$q_{\text{ост}}$
Дизели со свободным впуском	29–42	20–35	25–40	0–5	2–7
Дизели с наддувом	35–45	10–25	25–45	0–5	2–7
С искровым зажиганием	21–29	12–27	30–55	0–45	3–8

Из таблицы видно, что основные потери в двигателе приходятся на систему охлаждения и уносятся с отработавшими газами. Поэтому

использование тепла отработавших газов с применением турбонаддува – актуальная задача. Распределение тепла в двигателе зависит от нагрузки (рис. 6.4, а, б), частоты вращения (рис. 6.5), угла опережения зажигания (рис. 6.6) и состава смеси (рис. 6.7).

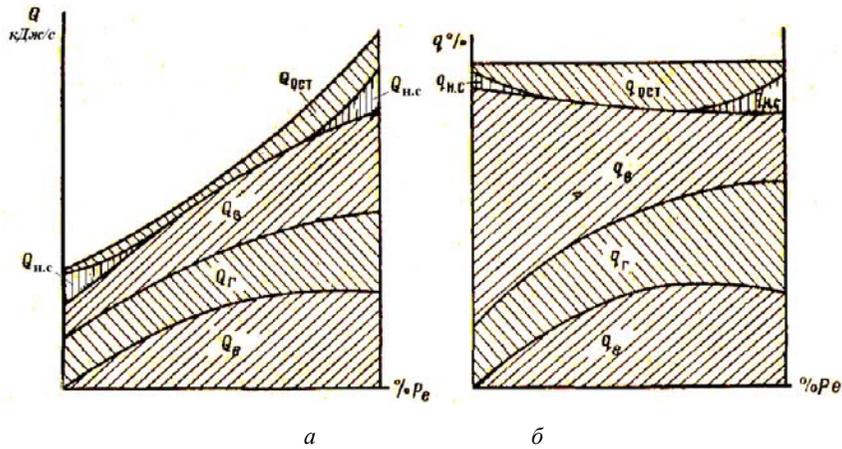


Рис. 6.4. Влияние нагрузки на распределение теплоты в двигателе:
а – изменение абсолютных значений составляющих теплового баланса;
б – изменение относительной величины составляющих теплового баланса

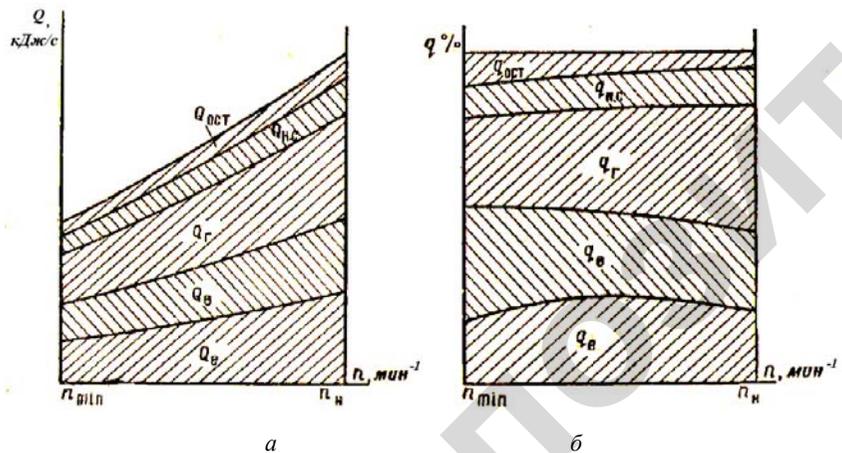


Рис. 6.5. Влияние числа оборотов на распределение теплоты в двигателе:
а – изменение абсолютных значений составляющих теплового баланса;
б – изменение относительной величины составляющих теплового баланса

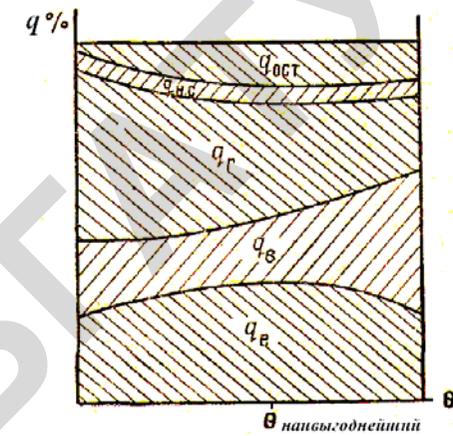


Рис. 6.6. Влияние угла опережения зажигания на распределение теплоты в двигателе

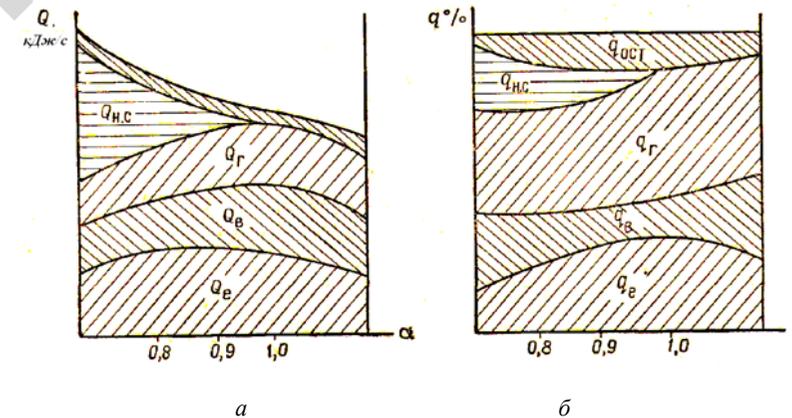


Рис. 6.7. Влияние состава смеси на распределение теплоты в двигателе:
а – изменение абсолютных значений составляющих теплового баланса;
б – изменение относительной величины составляющих теплового баланса

По результатам снятия теплового баланса определяют значения составляющих $Q_{охл}$, $Q_{газ}$, $Q_{м}$ и т. д. По этим значениям ведут расчет системы охлаждения, наддува, смазочной системы и др.

7. ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

7.1. Токсичность отработавших газов (ОГ)

Как было отмечено, при рассмотрении процесса сгорания продолжительность его длится тысячные доли секунды. Идеальную подготовку рабочей смеси к сгоранию, несмотря на различные конструктивные и другие совершенствования современных двигателей, осуществить не возможно. Поэтому не все топливо окисляется до конечных нетоксичных продуктов сгорания.

В табл. 7.1 приведен состав отработавших газов бензиновых двигателей и дизелей. К нетоксичным составляющим относятся: кислород (O_2), азот (N_2), водяные пары (H_2O) и диоксид углерода (CO_2). К токсичным составляющим: окись (оксид) углерода (CO), оксиды азота (NO_x), многочисленная группа углеводородов (C_nH_m), альдегиды ($RCHO$), оксиды серы и сажа (C). Причем выброс токсичных компонентов составляет 0,2–5 % от объема отработавших газов и зависит от типа двигателей и режима его работы.

Таблица 7.1

Состав отработавших газов бензиновых и дизельных двигателей

Компоненты отработавших газов	Концентрация, %	
	Бензиновый двигатель	Дизель
Азот	74–77	74–78
Кислород	0,3–8,0	2,0–18
Водяной пар	2,0–5,5	0,5–9,0
Оксиды углерода	0,5–12	0,005–0,4
Оксиды азота	0,01–0,8	0,004–0,6
Диоксид серы	–	0,002–0,02
Углеводороды	0,2–3,0	0,01–0,3
Альдегиды	0,02	0,001–0,009
Сажа, г/м ³	0–0,04	0,01–1,1 и более

Как видно из табл. 7.1 состав выбросов дизельных и бензиновых двигателей отличается. В дизельном двигателе происходит более полное сгорание топлива. При этом образуется меньше окиси углерода и несгоревших углеводородов. Но вместе с тем из-за избытка воздуха образуется больше оксидов азота. Сажа (твердые частицы) также в большом количестве присутствует в отработавших газах дизелей.

Воздействие токсичных компонентов (особенно отдельных) на окружающую среду и живые организмы еще не достаточно изучено. Продукты сгорания топлива имеют свойство накапливаться в воде, растениях, на сооружениях и в почве. Взаимодействуя с воздухом, они могут превращаться в другие более токсичные соединения. Так в малоподвижной и влажной атмосфере высокое содержание NO_2 , O_3 и C_nH_m вызывает туман коричневого цвета (смог), который крайне отрицательно воздействует на дыхательные пути, глаза и др. Рассмотрим кратко воздействие токсичных компонентов ОГ на человека.

Окись (оксид) углерода (CO) образуется при недостатке кислорода, он легче воздуха, легко распространяется в атмосфере, вредно влияет на организм. Вызывает головную боль, сердцебиение, затруднение дыхания и тошноту уже при концентрациях в 0,01 % по объему. Окиси углерода образуется особенно много при работе в режимах с низкими значениями коэффициента избытка воздуха, особенно в бензиновых двигателях (на холостой воздух максимальной мощности). 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 (NO_x) образуются в цилиндре под действием высокой температуры (более 1500 К) и наличия избыточного кислорода (особенно у дизелей). Химические реакции при этом:



Преобладающей является первая реакция, в результате чего в ОГ на NO приходится 95–98 %, а на NO_2 – 2–5 %.

Оксид азота – бесцветный газ, впоследствии окисляющийся до газа красно-бурого цвета NO_2 , имеет характерный запах. Различают до 10 видов различных по составу оксидов азота. Они взаимодействуют с влагой воздуха, образуют азотную кислоту, которая вызывает

хронические заболевания дыхательных путей. Концентрация NO_x в воздухе, равная 0,0001–0,0003 %, дает запах, 0,0013 % – раздражает слизистую оболочку носа и глаз, 0,007–0,008 % – вызывает отек легких.

Оксиды азота негативно влияют на сердечно-сосудистую и нервную системы, вызывая необратимые явления.

В атмосфере и выпускной системе NO_x окисляется до NO_2 (диоксид азота), токсичность которого значительно выше.

Углеводороды (C_nH_m) представляют многочисленную группу токсичных веществ (превышает 2000), которые образуются из несгоревших частиц топлива или распавшихся молекул топлива у холодных стенок цилиндра, а также в зазорах.

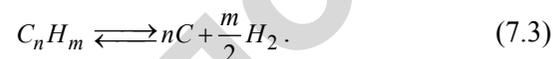
В дизелях углеводороды образуются в зонах, где поступает недостаточное количество кислорода вследствие пропусков воспламенения недостаточной герметичности выпускных клапанов.

Сами по себе углеводороды, находясь в воздухе, не приносят особого вреда здоровью людей, но, как было отмечено выше, вступают (особенно во влажной среде) в соединение с другими токсичными составляющими ОГ и образуют значительные более токсичные соединения, которые даже в малой концентрации опасны для человека. При этом особенно опасны выбросы бензола, толуола, полициклических ароматических углеводородов (ПАУ), включая бенз(а)пирен (БП) $C_{20}H_{12}$.

Ароматические углеводороды – сильные канцерогены, вызывают отравления организма, отрицательно влияют на кроветворение, нарушают деятельность центральной нервной и мышечной систем. Некоторые из них накапливаются в организме, не выводятся из него, вызывая различные заболевания, в том числе злокачественные опухоли.

Сажа (C) состоит в основном из углерода, образуется в цилиндрах двигателя при недостатке кислорода и температуре выше 1500 К в результате термического разложения (теролиза) и относится к твердым частицам.

Реакция теролиза может быть представлена:



При наличии зон в цилиндре дизеля с коэффициентом избытка воздуха α меньше 0,3–0,7 начинает образовываться сажа. Процесс образования зависит от температуры, давления в цилиндре и вида

топлива. Размеры частиц сажи составляют 0,35–0,45 мкм. В процессе расширения частицы сажи частично выгорают, остальные уносятся с ОГ, и при достаточной концентрации на выпуске можно увидеть черный дым.

В бензиновых двигателях пределы воспламенения смеси не совпадают с пределами образования сажи. В связи с этим ОГ бензиновых двигателей содержат значительно меньше сажи.

Попадая в дыхательные пути, сажа механически загрязняет носоглотку и легкие. Способность сажи накапливаться, адсорбировать на своей поверхности и переносить канцерогенные вещества, заставляет производителей двигателей бороться с образованием этих элементов ОГ.

Продукты неполного сгорания в двигателях нежелательны в ОГ не только из-за своей токсичности, но из-за потери теплоты от неполноты сгорания, что вызывает потерю экономичности двигателей.

Измерение токсичных составляющих в ОГ представляет собой непростую задачу. Для этого применяют в основном аппаратуру зарубежного производства.

В связи с постоянно увеличивающимся в мире количеством поршневых двигателей внутреннего сгорания и, как результат, ухудшением экологии, во многих странах введены стандарты и правила, ограничивающие выбросы токсичных составляющих ОГ. Это прежде всего CO , C_nH_m , NO_x и для дизелей – сажи (C).

Впервые нормами на выброс токсичных составляющих дорожных машин (автомобилей) начали заниматься в США и Японии в конце 60-х годов, когда в крупных городах стали буквально задыхаться от смога.

В 1970 году в США был принят закон, в соответствии с которым уровень токсичных выбросов автомобилей выпуска 1975 года должен был быть в среднем наполовину меньше, чем у дорожных машин 1960 года выпуска.

Впоследствии за этими нормами, которые касались легковых автомобилей, автобусов и магистральных грузовиков в США, Евро-союзе и Японии, были приняты нормы, ограничивающие токсичность ОГ двигателей дорожно-строительной техники и прочих машин, не предназначенных для эксплуатации на дорогах общего пользования (внедорожных машины).

Для легковых автомобилей, автобусов и грузовых магистральных автомобилей экологические нормы обозначаются *Euro III, IV, V* и в стадии разработки *VI*, а для внедорожной техники *Stage I, II, III* и *IV*.

Нормы Stage III и IV предназначены только для новых машин, а машины уже находящиеся в эксплуатации можно использовать, если их двигатели соответствуют нормам Stage I и II. Под эти нормы попадают и сельскохозяйственные тракторы (Директива 2000/25ЕС от 22 мая 2000 г.).

Нормы Euro stage III и IV гармонизированы с американскими нормами Tier 3 и 4.

В качестве примера в табл. 7.2–7.5 приведены нормы Stage I, II, IIIA и IIIB, а в табл. 7.6–7.7 – нормы США Tier 1–3 и в табл. 7.8 – сроки службы и проведения контрольных испытаний.

Таблица 7.2

Нормы Евросоюза по токсичности ОГ
дизельных двигателей внедорожных машин

Полезная мощность (нетто), кВт	Дата*	CO _x г/кВт·ч	CH _x г/кВт·ч	NO _x г/кВт·ч	Сажа, г/кВт·ч
Stage I					
130–560	01.1999	5,0	1,3	9,2	0,54
75–130	01.1999	5,0	1,3	9,2	0,70
37–75	04.1999	6,5	1,3	9,2	0,85
Stage II					
130–560	01.2002	3,5	1,0	6,0	0,2
75–130	01.2003	5,0	1,0	6,0	0,3
37–75	01.2004	5,0	1,3	7,0	0,4
18–37	01.2001	5,5	1,5	8,0	0,8

Примечание. *Под действием Stage II с 31 декабря 2006 г. также попадают двигатели, работающие при постоянной частоте вращения.

Таблица 7.3

Предлагаемые нормы Stage III A для двигателей
внедорожных самоходных машин

Категория	Полезная мощность P, кВт	CO _x г/кВт·ч	NO _x + CH _x г/кВт·ч	Сажа, г/кВт·ч	Дата*
H	130 < P < 560	3,5	4,0	0,2	31.12.2006
I	75 < P < 130	5,0	4,0	0,3	31.12.2006
J	37 < P < 75	5,0	4,7	0,4	31.12.2007
K	19 < P < 37	5,5	7,5	0,6	31.12.2006

Примечание. *Для двигателей, работающих при постоянной частоте вращения, относящихся к категориям H, I, K устанавливается дата 31.12.2010 г., для категории J – 31.12.2011 г.

Таблица 7.4

Предлагаемые нормы Stage III B для двигателей
внедорожных самоходных машин

Категория	Полезная мощность P, кВт	CO _x г/кВт·ч	CH _x г/кВт·ч	NO _x г/кВт·ч	Сажа, г/кВт·ч	Дата
L	130 < P < 560	3,5	0,19	2,0	0,025	31.12.2010
M	75 < P < 130	5,0	0,19	3,3	0,025	31.12.2011
N	56 < P < 75	5,0	0,19	3,3	0,025	31.12.2011
P	37 < P < 56	5,0	4,7*	–	0,025	31.12.2012

Примечание. *NO_x + CH_x.

Таблица 7.5

Предлагаемые нормы Stage IV для двигателей
внедорожных самоходных машин

Категория	Полезная мощность P, кВт	CO _x г/кВт·ч	CH _x г/кВт·ч	NO _x г/кВт·ч	Сажа, г/кВт·ч	Дата
Q	130 < P < 560	3,5	0,19	0,4	0,025	31.12.2013
R	56 < P < 130	5,0	0,19	0,4	0,025	30.09.2014

Таблица 7.6

Нормы токсичности ОГ дизельных двигателей внедорожных машин
Tier 1–3, установленные EPA, г/кВт·ч (г/л. с.ч)

Мощность двигателя, кВт (л. с.)	Этап Tier	Год	CO	CH	NMHC + NO _x	NO _x	Сажа
Менее 8 (менее 11)	Tier 1	2000	8,0 (6,0)	–	10,5 (7,8)	–	1,0 (0,75)
	Tier 2	2005	8,0 (6,0)	–	7,5 (5,6)	–	0,80 (0,60)
8–19 (11–25)	Tier 1	2000	6,6 (4,9)	–	9,5 (7,1)	–	0,80 (0,60)
	Tier 2	2005	6,6 (4,9)	–	7,5 (5,6)	–	0,80 (0,60)
19–37 (25–50)	Tier 1	1999	5,5 (4,1)	–	9,5 (7,1)	–	0,80 (0,60)
	Tier 2	2004	5,5 (4,1)	–	7,5 (5,6)	–	0,60 (0,45)

Окончание табл. 7.6

Мощность двигателя, кВт (л. с.)	Этап Tier	Год	CO	CH	NMHC + NO _x	NO _x	Сажа
37–75 (50–100)	Tier 1	1998	–	–	–	9,2 (6,9)	–
	Tier 2	2004	5,0 (3,7)	–	7,5 (5,6)	–	0,40 (0,30)
	Tier 3	2008	5,0 (3,7)	–	4,7 (3,5)	–	–*
75–130 (100–175)	Tier 1	1997	–	–	–	9,2 (6,9)	–
	Tier 2	2003	5,0 (3,7)	–	6,6 (4,9)	–	0,30 (0,22)
	Tier 3	2007	5,0 (3,7)	–	4,0 (3,0)	–	–*
130–225 (175–300)	Tier 1	1996	11,4 (8,5)	1,3 (1,0)	–	9,2 (6,9)	0,54 (0,40)
	Tier 2	2003	3,5 (2,6)	–	6,6 (4,9)	–	0,20 (0,15)
	Tier 3	2006	3,5 (2,6)	–	4,0 (3,0)	–	–*
225–450 (300–600)	Tier 1	1996	11,4 (8,5)	1,3 (1,0)	–	9,2 (6,9)	0,54 (0,40)
	Tier 2	2001	3,5 (2,6)	–	6,4 (4,8)	–	0,20 (0,15)
	Tier 3	2006	3,5 (2,6)	–	4,0 (3,0)	–	–*
450–560 (600–750)	Tier 1	1996	11,4 (8,5)	1,3 (1,0)	–	9,2 (6,9)	0,54 (0,40)
	Tier 2	2002	3,5 (2,6)	–	6,4 (4,8)	–	0,20 (0,15)
	Tier 3	2006	3,5 (2,6)	–	4,0 (3,0)	–	–*
Более 560 (более 750)	Tier 1	2000	11,4 (8,5)	1,3 (1,0)	–	9,2 (6,9)	0,54 (0,40)
	Tier 2	2006	3,5 (2,6)	–	6,4 (4,8)	–	0,20 (0,15)

Примечания: 1) *Не установлены. Двигатели должны соответствовать нормам Tier 2 по уровню содержания сажи;

2) NMHC – неметановые углеводороды.

Следует отметить, что методика испытаний с 2000 года изменена. Ранее использовалась методика испытаний на постоянных режимах E с R – 49. Сейчас процесс испытаний на токсичность проводится по двум циклам: ESC (Европейскому циклу постоянных режимов) и ETC (Европейскому циклу неустановившихся режимов). Дымность отработавших газов измеряется по методике ELR (Европейской методике соответствия нагрузке).

Таблица 7.7

Нормы токсичности ОГ Tier 4 г/кВт·ч (г/л. с.·ч), двигатели мощностью более 560 кВт

Код	Категория	CO	NMHC	NO _x	Сажа
011-2014	Генераторные установки мощностью более 900 кВт	3,5 (2,6)	0,40 (0,30)	0,67 (0,50)	0,10 (0,07)
	Все двигатели, кроме генераторных установок мощностью более 900 кВт	3,5 (2,6)	0,40 (0,30)	3,5 (2,6)	0,10 (0,07)
015	Генераторные установки	3,5 (2,6)	0,19 (0,14)	0,67 (0,50)	0,03 (0,022)
	Все двигатели, кроме генераторных установок	3,5 (2,6)	0,19 (0,14)	3,5 (2,6)	0,04 (0,03)

Таблица 7.8

Сроки службы и проведения контрольных испытаний

Номинальная мощность двигателя, кВт	Рабочая частота вращения двигателя	Срок службы		Период проведения контрольных испытаний	
		Моточасы	Годы	Моточасы	Годы
Менее 19	Весь диапазон	3000	5	2250	4
19–37	Двигатели, работающие при постоянной частоте вращения 3000 ⁻¹	3000	5	2250	4
Более 37	Все остальные	5000	7	3750	5
	Весь диапазон	8000	10	6000	7

В России существует комплекс стандартов на токсичность бензиновых двигателей (CO, C_nH_m, NO_x) и для дизелей на токсичность и дымность ОГ и соответствующие методики испытания унифицированные в основном с методиками с ЕЭК ООН.

В качестве примера в табл. 7.9 приведены нормы допустимых выбросов вредных веществ для грузовых автомобилей и автобусов с дизелями, установленные правилами № 49.02 ЕЭК ООН и российским ГОСТ Р 41.49–99.

Таблица 7.9

Нормы допустимых выбросов дизелей

Токсичные составляющие, г/кВт · ч	<i>Euro II</i> 1996 г.	<i>Euro III</i> 2000 г.	<i>Euro IV</i> 2005 г.	<i>Euro V</i> с 2010 г.	<i>Euro VI</i> с 2015 г.
<i>CO</i>	4,0	2,1	1,5	1,0	нет данных
<i>C_nH_m</i>	1,1	0,66	0,46	0,3	–
<i>NO_x</i>	1,0	5,0	3,5	1,5	–
Твердые частицы	0,15*	0,1	0,2	0,05	–

Примечание. *Для двигателей мощностью менее 35 кВт норма повышается до 0,25 г/кВт · ч.

Снизить содержание токсичных составляющих в отработавших газах до пределов, предусмотренных в нормах, представляет трудную задачу, которую решают комплексно.

1. Работа ученых и инженеров-двигателистов направлена, прежде всего, на совершенствование процесса сгорания. Здесь наиболее эффективным является применение топливных систем с высоким давлением впрыска (*Common Rail* до 2200 бар и др.) с электронным управлением, что повышает точность цикловой подачи, создает условия для лучшего смесеобразования и более полного сгорания. Применение пьезофорсунок позволяет увеличить скорость срабатывания, точность дозирования и управления процессом впрыска. В результате этих мер и оптимизации управления двигателем повышается КПД двигателя и уменьшается токсичность ОГ.

2. Совершенствование конструкций двигателей, особенно турбонаддува, позволяет увеличить давление при турбонаддуве (двухступенчатый турбонаддув) с промежуточным охлаждением воздуха и редукцией отработавших газов, приводит к увеличению мощности и крутящего момента, уменьшает расход топлива и снижает содержание в ОГ окислов азота.

3. Поиск новых видов топлива и присадок к ним, уменьшающих токсичность ОГ (водород и др).

4. Создание двигателей, выбрасывающих меньшее количество вредных веществ.

5. Использование в двигателях топлива с малым содержанием свинца, серы и ароматических углеводородов (не нормируются вообще).

Однако, как показывает опыт, достигнуть уровня токсичности ОГ, требуемых законодательством развитых стран вышеперечисленными методами достичь невозможно. Поэтому широкое распространение получила нейтрализация отработавших газов после процесса сгорания до их выброса в атмосферу. Способы нейтрализации следующие:

1. Окисление ОГ путем подачи к ним дополнительного воздуха в термических реакторах. Способ получил распространение в ряде развитых стран. Однако не дает полного окисления *CO* и *C_nH_m* и не восстанавливает *NO_x*, поэтому применяется как дополнительный.

2. Поглощение токсичных компонентов жидкостью в жидкостных нейтрализаторах; не получили широкого распространения из-за малой эффективности и необходимости частой замены жидкости.

3. Применение каталитических нейтрализаторов и сажевых фильтров (для дизельных двигателей автомобилей); считается наиболее перспективным в настоящее время.

На рис. 7.1 показана схема работы трехкомпонентного нейтрализатора. Упрощенно ход реакций в нейтрализаторе выглядит так:

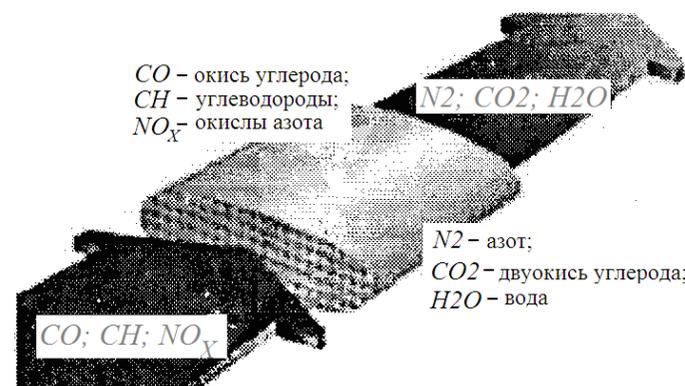
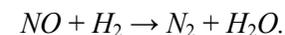
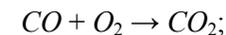
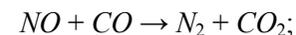
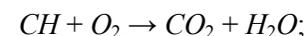


Рис. 7.1 Схема работы трехкомпонентного нейтрализатора

В результате токсичные соединения CO , C_nH_m , NO_x окисляются или восстанавливаются до углекислого газа CO_2 , азота N_2 и воды H_2O .

На рис. 7.2 представлена схема выпускной системы современного бензинового двигателя. Кислородные датчики 7 отслеживают соотношение в двигателе (установлен в выпускном коллекторе) и эффективность нейтрализации газов (установлен на выходе из нейтрализатора).

В современных автомобилях, на которых установлены дизельные двигатели в системе выпуска обязательно наличие сажевого фильтра.

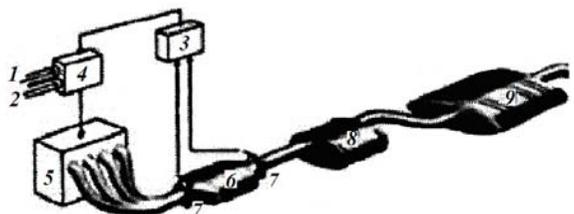


Рис. 7.2. Схема выпускной системы современного бензинового двигателя:

- 1 – воздух; 2 – бензин; 3 – блок управления; 4 – система впрыска;
5 – двигатель; 6 – каталитический нейтрализатор; 7 – кислородные датчики;
8 – резонатор; 9 – глушитель

В связи с введением более жестких норм по токсичности *Euro 5*, *Stage IV* и в США *Tier IV* потребуется дополнительное совершенствование системы выпуска. Так как за рубежом на автомобилях с дизельными двигателями появились напускные системы с кислородными датчиками (лямбда-зонд, рис. 7.3).

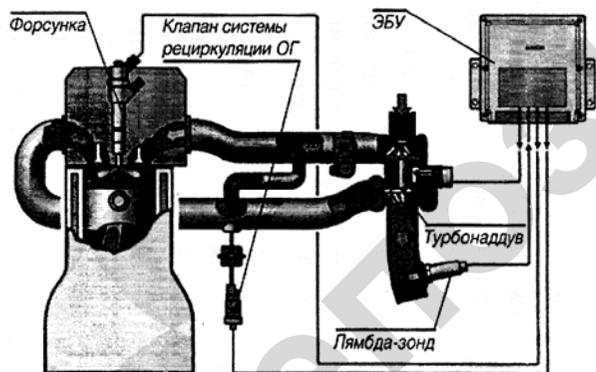


Рис. 7.3. Выпускная система дизельного двигателя с кислородным датчиком

Лямбда-зонд – это датчик (фирма *Bosch*), измеряющий содержание кислорода в отработавших газах автомобиля, позволяющий через электронный блок управления (ЭБУ) оптимизировать топливopодачу в цилиндры, благодаря чему снижается токсичность ОГ и уменьшается расход топлива, увеличивается мощность и крутящий момент двигателя, а также улучшаются его пусковые характеристики.

Кроме того, кислородный датчик вместе с электронной системой впрыска обеспечивает работу каталитического нейтрализатора отработавших газов, который выполняет функцию только при четком соблюдении пропорций состава топливоздушнoй смеси.

Электронные системы управления бензиновых и дизельных двигателей, получая данные о количестве кислорода в ОГ, корректируют работу системы рециркуляции ОГ, определяют оптимальное время впрыска топлива и давления наддува и, в конечном счете, токсичность на выходе из нейтрализатора.

Представляет интерес разработка специалистов *Daimler – Chrysler* системы выпуска *SCR (Selective Catalytic Reduction)* – селективный каталитический преобразователь.

Принцип действия *SCR* (рис.7.4) заключается в химической реакции аммиака (из-за безопасности применяют заменитель *AdBlue*) с окисью азота (NO_x), присутствующей в большом количестве дизелей, в результате чего образуется безвредный азот и водяной пар.

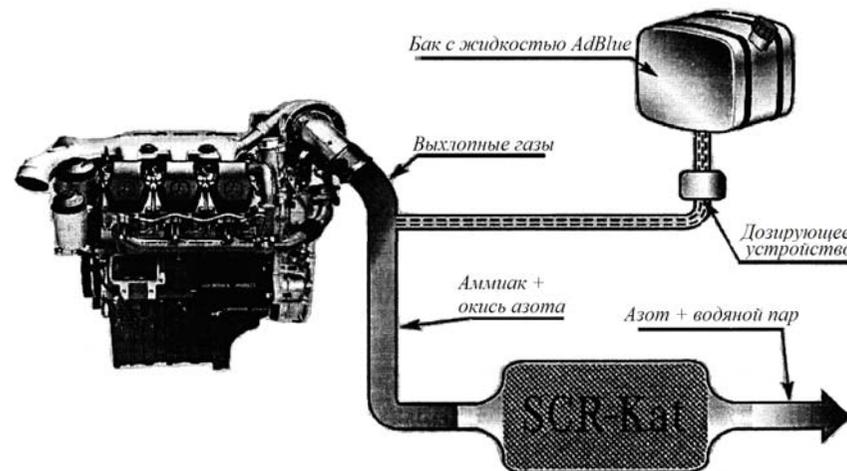


Рис. 7.4. Принцип действия SCR

Селективный преобразователь состоит из непосредственно каталитического нейтрализатора с сотовой структурой, вмонтированного в глушитель автомобиля, и дополнительного бака под аммиачный заменитель *AdBlue*.

Двигатель оснащается дополнительным модулем, совмещенным с электронной системой управления двигателем, который только дозирует количество жидкости *AdBlue*, подаваемой в выпускной коллектор.

Система *SCR* позволяет существенно экономить топливо – до 30 % на дальних поездках, а чем выше экономия топлива, тем меньше содержание вредных веществ в выхлопных газах.

7.2. Акустические показатели двигателей

Наличие большого количества поршневых двигателей, установленных на автомобилях, тракторах, сельскохозяйственных машинах и стационарных установках приводит к повышенному шумовому фону в окружающей среде; шум, воздействуя на слуховой аппарат человека, оказывает негативное влияние на здоровье.

Под шумом двигателя внутреннего сгорания понимается акустическое излучение, производимое им при работе. Работа двигателя вызывает колебания базовых и навесных деталей (вибрацию), структурный или воздушный шум (шум окружающей воздушной среды). Эти два вида шумов взаимосвязаны и способны превращаться друг в друга.

Шум двигателя, как и вибрация, измеряется общим уровнем акустического излучения и частотным спектром (уровни амплитуд на частотах слышимого диапазона от 20 Гц до 20 000 Гц).

Уровнем шума называют двадцатикратный логарифм отношения звукового давления в среде (p) к пороговому значению давления ($2 \cdot 10^{-5}$ Н/м²) в спокойной воздушной среде (p_0).

Если предположить, что источник шума (двигатель) находится в точке O (рис. 7.5) и излучает шум в окружающее пространство, и на полусфере S радиуса $r = 1$ м выделить площадку A , то можно определить силу звука I , проходящую через нее.

Сила звука I – это количество звуковой энергии, прошедшее через единичную площадку, перпендикулярную радиусу r в единицу времени. Силу звука измеряют в Вт/м², она пропорциональна квадрату звукового давления. Если уровень шума обозначить через L ,

то его можно определить как десятичный логарифм отношения интенсивности звука к пороговому значению $I_0 = 10^{-12}$ Вт/м²:

$$L = 10 \lg \frac{I}{I_0} = 20 \lg \frac{P}{P_0}, \quad (7.4)$$

где P – уровень измеренного звукового давления (Н/м²),
 P_0 – пороговое значение звукового давления ($2 \cdot 10^{-5}$ Н/м²).

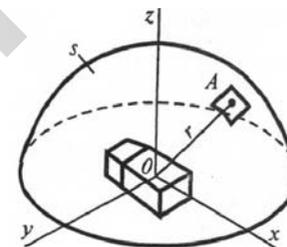


Рис. 7.5. Измерение силы звука

Звуковой мощностью W (Вт) двигателя называют величину $W = \int I dS$, т. е. общее количество энергии, излучаемой двигателем в окружающую среду в виде звука, прошедшей через полусферу радиуса r в единицу времени.

Уровнем звуковой мощности называют величину $L_w = 10 \lg (W / W_0)$, где $W_0 = 10^{-12}$ Вт.

При исследованиях шума двигателей измеряют уровни звукового давления L и уровни звука L_A на расстоянии 1 м от поверхности двигателя. Количество точек зависит от размера двигателя. Уровни звукового давления измеряются шумомером по линейной шкале, а уровни звука L_A – по скорректированной шкале A (для того, чтобы учесть субъективное восприятие человеком). В этом случае полученную величину называют уровнем звука и выражают в дБА. Уровни звукового давления, замеренные на расстоянии 1 м от его поверхности, составляют для разных двигателей от 102 до 120 дБ.

Распределение уровней (амплитуд) звукового давления по слышимому частотному диапазону (20–20 000 Гц) называется спектральным составом шума (рис. 7.6). Из рис. 7.6 видно, что в спектре двигателей присутствуют дискретные составляющие, кратные частоте вращения, количеству цилиндров, и сплошная область на частотах примерно свыше 1000 Гц.

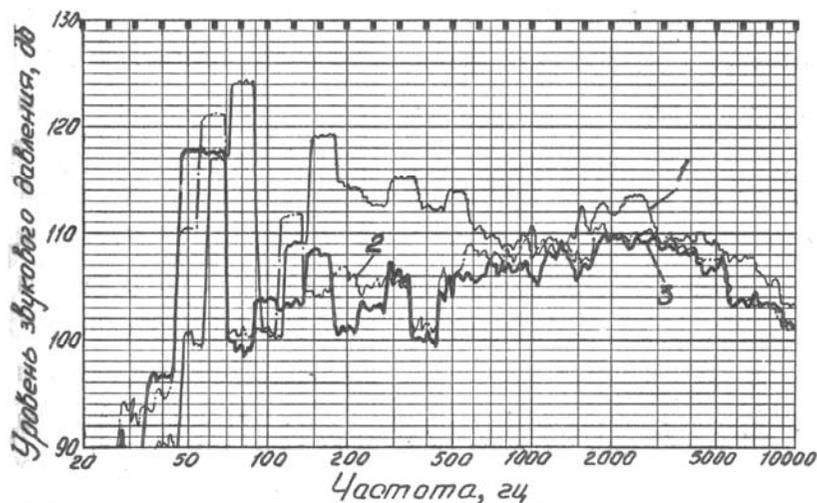


Рис. 7.6. Шум процесса выпуска при работе двигателей в номинальном режиме без глушителей:
 1 – Д-243 ($n_n = 2200 \text{ мин}^{-1}$); 2 – Д-242 ($n_n = 1800 \text{ мин}^{-1}$);
 3 – Д-244 ($n_n = 1700 \text{ мин}^{-1}$)

Шум вредно действует на органы слуха людей, раздражает, действует на нервную систему, снижает производительность труда. Поэтому шум нормируют. Прежде всего, ограничивают шум на рабочем месте оператора и др.

Согласно действующему ГОСТ 12.2.019–2005 шум на рабочем месте оператора не должен превышать 86 дБА при испытаниях без нагрузки и 90 дБА под нагрузкой. Уровень внешнего шума колесных тракторов по ГОСТ Р 51920–2002 ограничивается 85 дБА для тракторов с эксплуатационной массой (без балласта) не превышающей 1500 кг и 89 дБА, у которых масса более 1500 кг.

8. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Эксплуатация автотракторных двигателей характеризуется изменением в широких пределах скоростных и нагрузочных режимов. Мощностные и экономические показатели двигателей в этих режимах можно оценить по характеристикам, т. е. по графической зависимости показателей его работы (мощности, крутящего момента, часового и удельного расхода топлива и др.) от эксплуатационных, конструктивных или других факторов. Характеристики двигателя снимают, как правило, на установившихся режимах, для которых параметры двигателя постоянны. По характеристикам двигателя оценивают его эксплуатационные свойства, совершенство конструкции, намечают пути дальнейшего совершенствования рабочего процесса и конструкции его механизмов и систем, а также правильность регулировок и соответствие требованиям заказчика.

Построение характеристики проводят по опытным данным, которые получают в результате стендовых испытаний. Методика снятия характеристик должна соответствовать ГОСТ 18508–80, 18509–88 и 14846–81. Характеристики автотракторных двигателей бывают регулировочные, нагрузочные, скоростные, регуляторные, специальные и др.

Значения определяемых параметров двигателей согласно ГОСТ приводят к стандартным условиям.

8.1. Регулировочные характеристики

Регулировочными характеристиками называют зависимости основных показателей двигателя (N_e , G_T , g_e , η_v и др.) от регулировочных параметров (α , θ , ρ_k и др.) при постоянной частоте вращения коленчатого вала ($n = \text{const}$).

Регулировочные характеристики по составу смеси у бензиновых двигателей снимают чаще всего одним из следующих способов:

1. При постоянном расходе воздуха двигателем $G_b = \text{const}$ и $\eta_v = \text{const}$, т. е. при постоянном положении дроссельной заслонки.

2. При постоянной мощности двигателя $N_e = \text{const}$.

3. При постоянном часовом расходе топлива $G_T = \text{const}$.

Целью снятия регулировочной характеристики по составу смеси является определение оптимального расхода топлива с последующей настройкой главной дозирующей системы.

Ее снимают при полном открытии дроссельной заслонки, постоянной частоте вращения коленчатого вала и наиболее выгодном для данного режима угле опережения зажигания. Количество подаваемого топлива измеряют регулированием проходного сечения жиклера у бензиновых двигателей или изменением длительности управляющего импульса форсунки у двигателей с впрыскиванием бензина. В результате изменяется коэффициент избытка воздуха α . Характеристику снимают для определения пределов регулировки главного дозирующего устройства. Из графиков (рис. 8.1, а) видно, что точка минимального удельного расхода топлива $g_{e \min}$ не совпадает с точкой наибольшей мощности $N_{e \max}$.

При настройке топливной системы на расход G_{T1} достигается наибольшая экономичность работы двигателя, при этом коэффициент избытка воздуха α больше единицы (α от 1,05 до 1,10). У современных двигателей верхний предел несколько повышен (α от 1,3 до 1,4). Индикаторный КПД возрастает по мере обеднения смеси до предела оптимального сочетания полноты сгорания и теплоемкости отработавших газов и скорости сгорания. В этом случае будет и наименьший износ деталей поршневой группы. Работа на более бедных смесях ведет к падению мощности и к ухудшению экономичности. При $\alpha > 1,4$ смесь практически не воспламеняется.

Наибольшая мощность достигается при α от 0,85 до 0,9, а у двигателей с наиболее совершенным рабочим процессом – α от 1,1 до 1,2 (часовой расход G_{T2}) с одновременной потерей экономичности на 25–45 % по сравнению с $g_{e \min}$ и увеличивается степень износа деталей двигателя.

Часовой расход топлива, соответствующий оптимальной регулировке топливной системы, находится в пределах между часовыми расходами G_{T1} и G_{T2} .

Для определения оптимальной величины настройки топливной системы (карбюратора) регулировочную характеристику перестраивают в функции часового расхода топлива G_T (рис. 8.1, б). Далее из начала координат к кривой $N_e = f(G_T)$ проводят касательную. Вторую касательную проводят к этой же кривой параллельно оси абсцисс. Точка пересечения касательных (точка В) даст искомый оптимальный расход топлива главной дозирующей системой.

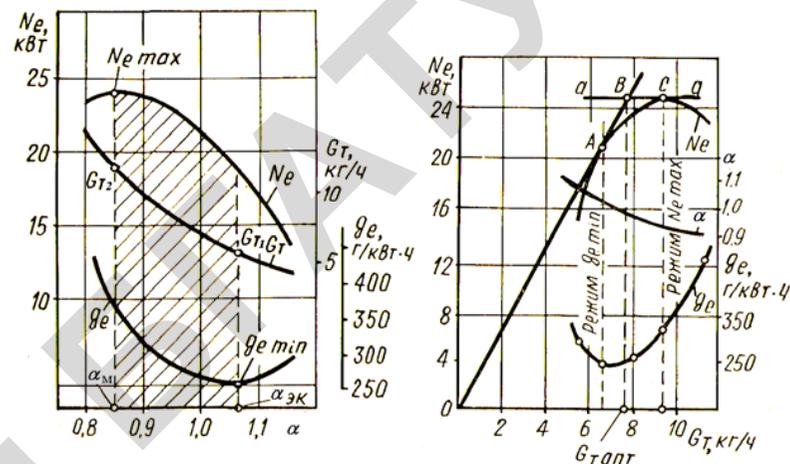


Рис. 8.1. Регулировочная характеристика бензинового двигателя:
а – по составу смеси; б – по расходу топлива

Переход с экономичной смеси (α от 1,05 до 1,1) на более обогащенную (α от 0,85 до 0,9) происходит с помощью обогатительных систем с механическим или электронным приводом.

Состав смеси, используемой в двигателе с ИЗ, существенно влияет на токсичность отработавших газов. Поэтому соблюдение норм токсичности в ряде случаев накладывает ограничение на выбор оптимальных регулировок систем питания.

Регулировочная характеристика по составу смеси, расходу топлива дизельного двигателя

Основной задачей снятия параметров является определение оптимального часового расхода топлива и цикловой подачи для последующей регулировки топливной системы двигателя. Эта регулировочная характеристика представляет собой зависимость мощности и удельного расхода топлива и других показателей от часового расхода топлива или среднего эффективного давления p_e (нагрузки) при постоянной частоте вращения и наиболее выгодном угле опережения впрыскивания топлива. С увеличением нагрузки частоту вращения изменяют перемещением рейки в сторону увеличения подачи.

При приближении рейки к положению максимальной подачи визуально и по прибору наблюдают за дымностью отработавших газов. Появление серого дыма соответствует степени дымности 30–40 %,

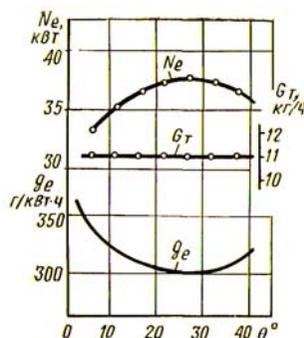


Рис. 8.3. Регулировочная характеристика бензинового двигателя по углу опережения зажигания

При определении $\theta_{\text{опт}}$ обязательно учитывается соблюдение норм токсичности. Поэтому в современных двигателях с ИЗ и микропроцессорным управлением иногда уменьшают θ с целью снижения содержания NO_x и CH в отработавших газах.

Регулировочная характеристика дизельного двигателя по углу опережения впрыскивания приведена на рис. 8.4. Ее снимают при постоянной частоте вращения коленчатого вала дизеля и положении рейки топливного насоса, соответствующем номинальной подаче. При различных углах опережения впрыскивания θ определяют значение эффективной мощности N_e и удельного расхода топлива g_e и строят кривые. Оптимальное значение θ определяют по минимальному удельному расходу топлива.

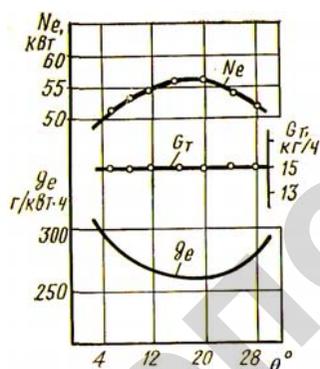


Рис. 8.4. Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения впрыскивания

Однако, как правило, величину оптимального угла опережения впрыскивания приходится уменьшать из-за необходимости уменьшения содержания NO_x при одновременном увеличении выброса твердых частиц (сажи) и ухудшением экономичности (увеличением g_e).

8.2. Нагрузочные характеристики

Зависимость основных показателей двигателей от нагрузки при постоянной частоте вращения называют *нагрузочной характеристикой*. Главная цель ее снятия – определение топливной экономичности двигателя. Положение органа управления двигателем (дроссельной заслонки у бензиновых двигателей и рычага управления регулятором у дизелей) изменяют от максимального под нагрузкой до холостого хода при данной частоте вращения. Постоянный скоростной режим поддерживают с помощью тормозной установки изменением нагрузки.

Для снятия нагрузочной характеристики проводят не менее семи-восьми опытов. При нагрузках, близких к номинальным, снимают большее число точек для выявления минимального удельного расхода топлива и момента включения экономайзера или алгоритма обогащения.

По нагрузочным характеристикам определяют экономические и токсические показатели двигателя на различных частотах вращения во всем диапазоне рабочих режимов.

Нагрузочная характеристика бензинового двигателя представлена на рис. 8.5.

Из рис. 8.5, б видно, что в режиме холостого хода часовой расход топлива составляет 15–30 % от номинального расхода топлива. С увеличением нагрузки часовой расход топлива (G_T) увеличивается примерно по линейному закону. В области нагрузок, близких к номинальной, из-за начала работы экономайзера или алгоритма обогащения (мощностной регулировки) наблюдается более быстрый рост часового расхода топлива.

Анализ кривой удельного расхода топлива при нагрузках от минимальной до полной показывает, что на холостом ходу $g_e \rightarrow \infty$, так как $\eta_m = 0$ и $p_i = p_{m.п}$ (рис. 8.5, а). С увеличением нагрузки (дроссельную заслонку отрывают) растут индикаторный и механический КПД, а также коэффициент наполнения η_v , g_e интенсивно уменьшается и достигает минимума при оптимальных значениях

параметров цикла ($\eta_i \cdot \eta_m = \max$). При дальнейшем росте нагрузки вступает в работу экономайзер или алгоритм обогащения, и удельный расход топлива значительно увеличивается, т. к. заметно растет часовой расход топлива при сравнительно малом приросте мощности (η_i уменьшается).

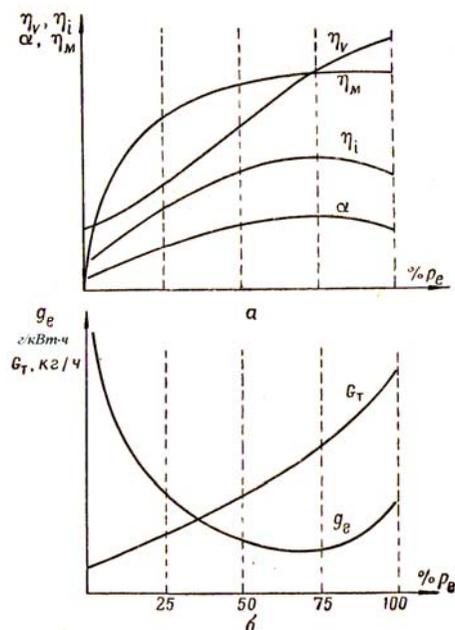


Рис. 8.5. Нагрузочная характеристика бензинового двигателя:
а – изменение параметров цикла; б – изменение показателей работы двигателя

Как видно из рис. 8.5, б, удельный расход топлива в бензиновых двигателях минимален в ограниченном диапазоне нагрузок, что говорит о низкой экономичности этих двигателей. Для повышения топливной экономичности бензинового двигателя в диапазоне наиболее распространенных эксплуатационных нагрузок регулируют состав смеси (α от 1,10 до 1,15). При работе экономайзера – α от 0,8 до 0,9. Двигатели с впрыском бензина обычно имеют экономичный состав смеси с α от 1,1 до 1,2 и при полных нагрузках – с α от 0,85 до 0,95.

На содержание токсичных составляющих CO , CH и NO_x по нагрузочной характеристике влияют в основном коэффициент избытка воздуха α , коэффициент наполнения η_v и угол опережения θ .

Величина окиси углерода CO и углеводородов CH увеличивается при полных и малых нагрузках и холостом ходу. Наибольшее значение окислов азота регистрируется в режимах наибольшей экономичности и при переходе на полные нагрузки. В режимах полной нагрузки содержание NO_x в ОГ уменьшается.

Нагрузочная характеристика дизеля, как и бензинового двигателя, снимается при постоянной частоте вращения, которая достигается изменением цикловой подачи и нагрузки с помощью тормоза.

На рис. 8.6, б показано изменение параметров G_T и g_e по нагрузочной характеристике дизеля. Видно, что характеристика кривой g_e более пологая, чем для бензинового двигателя, что обуславливается плавным изменением параметров цикла η_i , η_v и η_m (рис. 8.6, а). В связи с этим на основных рабочих режимах у дизелей удельный расход топлива (g_e) близок к минимальному $g_{e \min}$ (точка 1). Этим объясняется лучшая топливная экономичность дизелей.

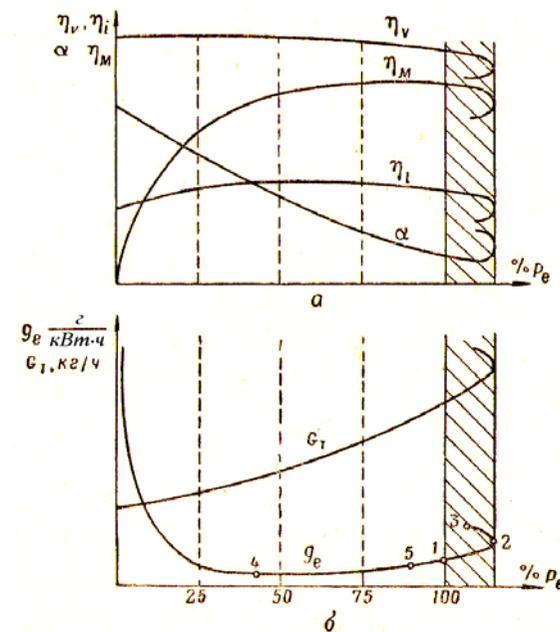


Рис. 8.6. Нагрузочная характеристика дизеля:
а – изменение параметров цикла; б – изменение показателей работы двигателя;
1 – предел дымления; 2 – максимальная мощность двигателя;
3 – сильное обогащение смеси; 4 – минимальный удельный расход топлива;
5 – установка упора рейки топливного насоса при всережимном регуляторе

Часовой расход топлива у дизелей по нагрузке определяется в основном коэффициентом избытка воздуха (α), так как коэффициент наполнения практически постоянен ($\eta_v = \text{const}$).

Наиболее характерные точки на кривой удельного расхода топлива: 1 – соответствует минимальному удельному расходу топлива; 2 – соответствует месту упора рейки, т. е. номинальному режиму; 3 – эксплуатационный предел повышения нагрузки, начало появления дыма в отработавших газах; 4 – точка максимальной мощности дизеля, верхняя граница предела дымления; 5 – дальнейшее по сравнению с точкой 4 увеличение подачи топлива, свидетельствующее об ухудшении мощностных и экономических показателей.

В зоне больших нагрузок из-за уменьшения коэффициента избытка воздуха топливо полностью не сгорает и в точке 3 появляется дымность отработавших газов. Дальнейшее увеличение нагрузки и снижение α значительно ухудшает процесс сгорания, η_i интенсивно падает. Эксплуатация дизеля в этих режимах недопустима вследствие повышенного изнашивания деталей поршневой группы и других факторов. Поэтому выбор оптимального часового расхода топлива по регулировочной характеристике, рассмотренный ранее, очень важен для увеличения моторесурса дизелей.

8.3. Скоростные характеристики

Скоростная характеристика – это графическое изображение зависимости мощностных и экономических показателей двигателя от частоты вращения коленчатого вала. В зависимости от назначения различают внешние и частичные скоростные характеристики.

Внешняя скоростная характеристика двигателя с ИЗ снимается при полном открытии дроссельной заслонки, а в дизелях при положении органа управления подачей топлива «на упоре».

Внешняя скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием

Частота вращения коленчатого вала наиболее сильно влияет на параметры цикла и показатели работы двигателя. Поэтому данную характеристику снимают для установления закономерности протекания мощностных и экономических показателей двигателя в зависимости от частоты вращения, т. е. $N_e = f(n)$, $M_k = f(n)$, $G_T = f(n)$ и $g_e = f(n)$ и др.

Во время испытаний частоту вращения коленчатого вала изменяют от минимальной устойчивой под полной нагрузкой до частоты вращения, на 10 % превышающей скоростной режим, который соответствует наибольшей мощности (номинальный).

По окончании последнего опыта постепенно повышают нагрузку и испытания ведут в обратной последовательности до минимально устойчивой частоты вращения под нагрузкой. Всего снимают не менее семи-восьми точек.

На внешних скоростных характеристиках двигателей с ИЗ можно выделить следующие характерные точки (рис. 8.7, а):

n_{\min} – минимальная частота вращения, устанавливаемая экспериментально, на которой двигатель работает устойчиво при полном открытии дроссельной заслонки и полной нагрузке;

n_m – частота вращения, соответствующая максимальному крутящему моменту;

$n_{ge \min}$ – частота вращения, соответствующая минимальному удельному расходу топлива;

n_N – номинальная частота вращения, соответствующая номинальной мощности;

n_N – частота вращения, соответствующая максимальной мощности;

$n_{x \max}$ – максимальная частота вращения двигателя с ИЗ на холостом ходу.

Для двигателей легковых автомобилей режим максимальной мощности $N_{e \max}$ соответствует режиму номинальной частоты вращения n_N . В грузовых автомобилях имеются ограничители частоты вращения, которые дают возможность увеличения скоростного режима не более чем на 15–20 % по сравнению с номинальным $n_{x \max} = (1,15 \dots 1,2)n_N$.

По результатам испытаний определяют соответствие наибольшей мощности, крутящего момента и минимального удельного расхода топлива техническим условиям, установленным заводом-изготовителем. Одновременно определяют среднее эффективное давление, литровую мощность и удельную массу. С помощью этих данных можно оценить двигатель по металлоемкости, расходу топлива, степени использования рабочего объема и т. д.

По внешней скоростной характеристике бензинового двигателя (рис. 8.7, а) исследуют характер протекания кривых. Наибольший интерес представляют кривые эффективной мощности, крутящего момента, а также удельного расхода топлива.

Характер протекания кривых зависит от совместного воздействия параметров цикла (η_i , η_v , η_m , α) рис. 8.7, а и частоты вращения (рис. 8.8, б).

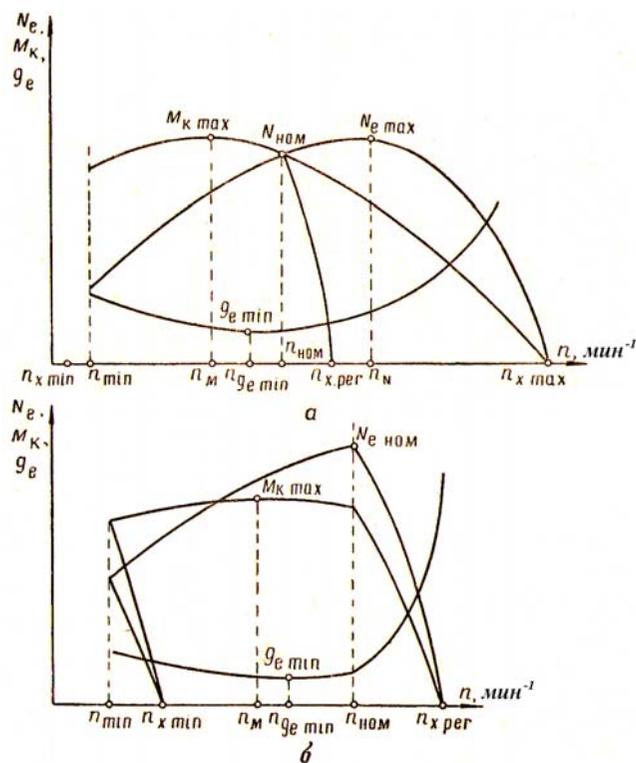


Рис. 8.7. Скоростные характеристики двигателей:
а – бензинового двигателя; б – дизеля

В диапазоне n_{\min} – n_M резко увеличиваются индикаторный КПД (η_i), коэффициент наполнения (η_v) и механический КПД (η_m) (рис. 8.8, а), вследствие чего кривая мощности до точки *1* изменяется круче, чем прямая OO_1 . Когда произведение указанных коэффициентов (η_i , η_v , η_m) достигает максимума, на кривой мощности наблюдается первый перегиб (точка *1*). Крутящий момент в это время достигает максимума ($M_{k \max}$). На участке n_M – n_N увеличение мощности достигается главным образом за счет увеличения частоты вращения. Крутящий момент на этом участке медленно убывает, так как увеличение скоростного режима приводит к падению коэффициента наполнения (η_v)

и механического КПД (η_m). При дальнейшем увеличении частоты вращения в точке $n_{x \max}$ мощность и крутящий момент равны нулю, поскольку на разностной частоте вращения ($n_{x \max}$) вся мощность расходуется на трение ($\eta_m = 0$). В двигателях с ИЗ при увеличении нагрузки частота вращения заметно падает, что приводит к возрастанию η_v и η_m . Индикаторный КПД в зависимости от частоты вращения изменяется незначительно. Для преодоления временных перегрузок при увеличении нагрузки в карбюраторе вступает в действие экономайзер. Его работа в режимах больших нагрузок уменьшает коэффициент избытка воздуха. В двигателях с впрыском бензина в режимах полной нагрузки вступает в действие алгоритм обогащения смеси, что также обеспечивает необходимое протекание кривой крутящего момента. Вследствие взаимного изменения параметров α , η_v и η_m повышается среднее эффективное давление (p_e), а это – причина крутого протекания кривой крутящего момента M_k , что говорит о хорошей приспособляемости двигателя с ИЗ к преодолению внешних нагрузок. Коэффициент запаса крутящего момента двигателя с ИЗ:

$$\mu = \frac{M_{k \max} - M_{kN \max}}{M_{kN \max}} \cdot 100 \%$$

Для бензиновых двигателей μ составляет 20–40 %. Значение минимального удельного расхода ($g_{e \min}$) топлива приходится на область n_M – n_N , когда достигается максимальное произведение коэффициентов $\eta_i \cdot \eta_m$. Точка минимального удельного расхода ($g_{e \min}$) не совпадает с точкой максимальной мощности ($N_{e \max}$) и лежит левее последней.

Содержание токсичных веществ по внешней скоростной характеристике у двигателей с ИЗ определяется значениями α и θ , и при их оптимальных значениях содержание CO в ОГ находится в пределах 3–4 %. Содержание CH и NO_x также зависит от этих параметров.

Внешняя скоростная характеристика дизеля без наддува приведена на рис. 8.9, б. Ее снимают при максимальной подаче топлива и отключенном всережимном регуляторе.

Особенность работы дизеля – меньшее сопротивление на впуске, а для дизелей с многоплунжерными насосами – увеличение цикловой подачи (g_u) топлива с ростом скоростного режима из-за уменьшения потерь через неплотности в плунжерной паре, увеличение активного хода плунжера и др.

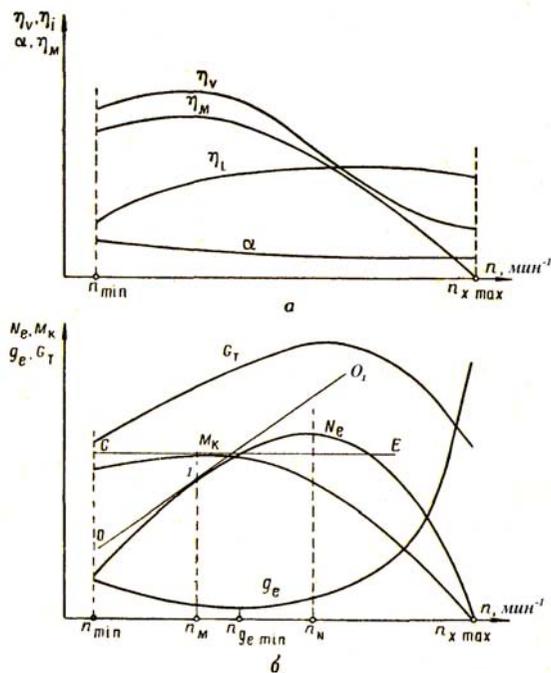


Рис. 8.8. Скоростная характеристика бензинового двигателя:
 а – изменение основных параметров цикла;
 б – изменение показателей работы цикла

С ростом частоты вращения в дизеле коэффициент наполнения изменяется незначительно (рис. 8.9, а). Увеличение при этом $g_{ц}$ создает условие для быстрого роста скоростного режима, т. е. разброса, что может привести к аварии. Поэтому в дизеле обязательно наличие регулятора частоты вращения, ограничивающего максимальную частоту вращения холостого хода $n_{x \text{ max}}$.

Во время испытаний частоту вращения коленчатого вала изменяют от минимальной под нагрузкой до номинальной.

Кривые мощности и крутящего момента на внешней скоростной характеристике отличаются от таких же показателей двигателя с ИЗ. Это обуславливается одновременным изменением параметров цикла: $\eta_v, \eta_i, g_{ц}$ и η_m (рис. 8.9, а).

С увеличением нагрузки вследствие ухудшения процесса сгорания падают частота вращения и индикаторный КПД (η_i). Механический КПД (η_m) несколько возрастает, так как со снижением скоростного

режима уменьшается мощность механических потерь. Наблюдается и некоторое увеличение коэффициента наполнения (η_v). Цикловая подача ($g_{ц}$) снижается, а коэффициент избытка воздуха (α) увеличивается. Такое изменение параметров цикла, прежде всего, цикловой подачи топлива, обуславливает плавный характер кривой момента, что ухудшает самоприспособляемость дизелей к преодолению перегрузок (существенный недостаток дизелей).

Установка корректора цикловой подачи в регуляторах частично устраняет этот недостаток. Запас крутящего момента у тракторных дизелей при работе с корректором достигает 10–15 %, а у современных дизелей достигает 30 %.

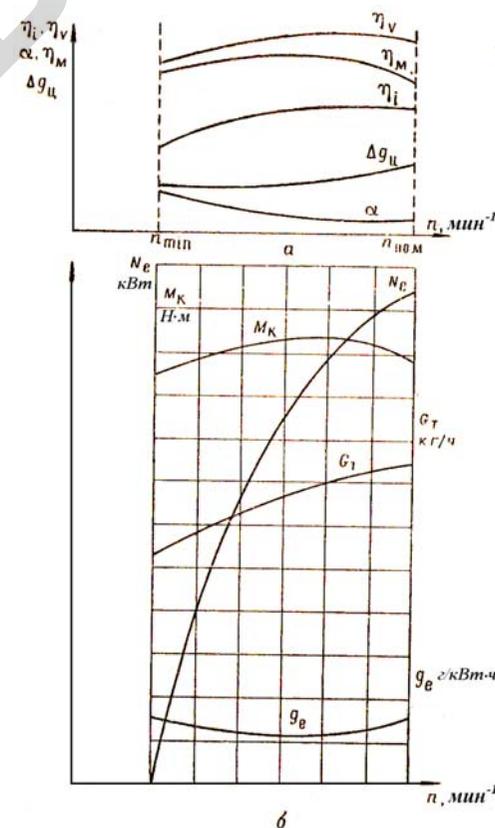


Рис. 8.9. Внешняя скоростная характеристика дизеля:
 а – изменение основных параметров цикла; б – изменение основных показателей работы двигателя

Параметры цикла η_m и η_i на скоростной характеристике дизелей изменяются более плавно, а значения η_i более высокие, чем у двигателей с ИЗ. Всем этим обуславливается пологий характер кривой $g_e = f(n)$ и меньшие его значения. Минимальное значение удельного расхода $g_{e \min}$ достигается при максимальном произведении $\eta_i \cdot \eta_m$ и лежит левее максимальной мощности.

На внешних скоростных характеристиках дизелей можно выделить те же характерные точки, что и для бензиновых двигателей, и еще $n_{x \text{ пер}}$ – частоту вращения на холостом ходу при работе дизеля с регулятором (см. рис. 8.7, б).

В дизелях с наддувом благодаря возможности регулирования давления во впускном трубопроводе, а при газотурбонаддуве и в выпускном тракте, удается достичь до 40 % запаса коэффициента крутящего момента, в то время как у дизелей без наддува, как было показано выше, он не превышает 10–15 %.

Регуляторная характеристика дизелей

Скоростную характеристику, снятую при наличии всережимного регулятора у дизеля, называют *регуляторной характеристикой*. Ее снимают в диапазоне частоты вращения коленчатого вала от $n_{x \text{ max}}$ до n_{\min} при последовательном увеличении нагрузки. Всего делают не менее 10 опытов, из них пять-шесть при работе на регуляторе. По результатам испытания строят регуляторные характеристики (рис. 8.10) в функции частоты вращения, т. е. $N_e = f(n)$, $M_k = f(n)$, $G_T = f(n)$, $g_e = f(n)$. При необходимости ее можно перестроить в функции $M_k = f(N_e)$, $G_T = f(N_e)$, $g_e = f(N_e)$, $n = f(N_e)$, или $N_e = f(M_k)$, $G_T = f(M_k)$, $g_e = f(M_k)$, $n = f(M_k)$.

Согласно ГОСТ 18509–88 регуляторная характеристика (M_k , n , G_T и $g_e = f(N_e)$) является основной (рис. 8.10).

На регуляторной характеристике выделяют две области – регуляторную в диапазоне частот вращения от $n_{x \text{ max}}$ до n_n и безрегуляторную (корректорную) – от n_n до n_{\min} . Кривые, характеризующие работу двигателя в этих областях, называют соответственно *регуляторной ветвью* и *безрегуляторной (корректорной) ветвью*.

С увеличением нагрузки на двигатель частота вращения падает, а мощность, крутящий момент и часовой расход увеличиваются. При достижении номинальной частоты вращения (n_n) дизель развивает номинальную мощность ($N_{e \text{ н}}$), номинальный часовой ($G_{T \text{ н}}$) и удельный ($g_{e \text{ н}}$) расходы топлива.

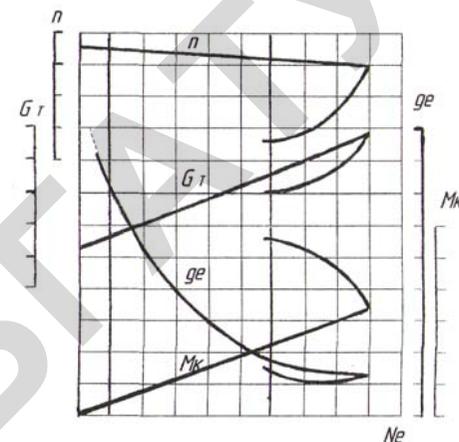


Рис. 8.10. Регуляторная характеристика дизеля

При дальнейшем увеличении нагрузки мощность падает из-за падения частоты вращения и ухудшения процесса сгорания (уменьшение α), а крутящий момент растет, так как увеличение цикловой подачи топлива ($g_{ци}$) корректором приводит к росту p_e , а следовательно, и M_k .

Анализ регуляторной характеристики позволяет определить мощностные и экономические параметры дизеля и сравнить их с техническими условиями завода-изготовителя, правильность настройки регулятора и др.

Характер кривых N_e , M_k , g_e и G_T на регуляторной характеристике в диапазоне частот вращения от n_n до n_{\min} (корректорная ветвь) примерно такой же, как и на внешней скоростной характеристике. Из-за наличия корректора, увеличивающего цикловую подачу, кривые регуляторной характеристики пройдут несколько выше, чем на скоростной характеристике. При работе на небольших нагрузках удельный расход топлива в дизеле резко увеличивается, т. е. ухудшается его экономичность. В эксплуатационных условиях необходимо использовать преимущества всережимного регулятора, позволяющего без снижения производительности экономить топливо и моторесурс дизеля.

На рис. 8.11 приведены основная и частичная регуляторные характеристики. Видно, что при одной и той же мощности из-за настройки на частичный режим улучшается экономичность дизеля ($g_{e11} < g_{e1}$). Для сохранения скорости движения можно перейти на повышенную передачу.

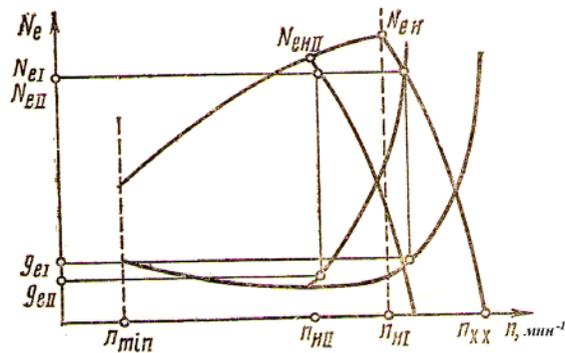


Рис. 8.11. Регуляторная характеристика дизеля:
 I – при полной подаче топлива;
 II – при частичной настройке всережимного регулятора

Степень неравномерности регулятора определяют по формуле:

$$\delta = \frac{n_{x \max} - n_n}{n_{\text{ср}}},$$

где $n_{\text{ср}} = \frac{n_{x \max} + n_n}{2}$ – средняя частота вращения коленчатого вала.

Номинальный коэффициент запаса крутящего момента:

$$\mu = \frac{M_{k \max} - M_{kn}}{M_{kn}}.$$

Коэффициент приспособляемости по частоте вращения:

$$K_0 = \frac{n_n - n_{M_{k \max}}}{n_n}.$$

Из последней формулы видно, что значение K_0 определяется частотой вращения при максимальном крутящем моменте $n_{M_{k \max}}$. Чем меньше эта частота вращения, тем больше K_0 , тем лучше двигатель приспособляется к преодолению перегрузок.

8.4. Специальные характеристики

К специальным характеристикам относят: детонационную, шумовую (вибрационную), токсическую, пусковую, продолжительности пуска, холостого хода и др.

Детонационную характеристику снимают при доводке новых и модернизации существующих конструкций бензиновых двигателей для установления зависимости октановых чисел бензина, угла опережения зажигания и частоты вращения на детонацию.

Характеристику снимают при полной нагрузке и четырех скоростных режимах, включая минимальную и номинальную частоты вращения. В качестве бензина используют эталонные смеси с различным октановым числом (смесь изооктана с Н-гептаном). Октановое число (ОЧ) (цифры в марке бензина) равно %-ное содержание изооктана в смеси.

По результатам испытаний строят детонационные характеристики (первичные), представляющие собой зависимость углов опережения зажигания на границе детонаций от частоты вращения (рис. 8.12, а). Из графика видно, что для топлив с различным октановым числом (сплошные линии) при одинаковой частоте вращения углы опережения зажигания, при которых отмечается начало детонации, различны. С увеличением угла опережения зажигания антидетонационные требования к топливу возрастают.

На характеристике нанесены кривые А при использовании товарного бензина А-92. Линия В соответствует оптимальному углу опережения зажигания ($\theta_{\text{опт}}$).

На основании анализа первичных характеристик строят итоговую детонационную характеристику двигателя (рис. 8.12, б, кривая 1) и характеристику фактического октанового числа товарного топлива для данного двигателя (рис. 8.12, б, кривая 2). Видно, что максимальное октановое число для данного двигателя составляет около 96 единиц и уменьшается по мере увеличения скоростного режима. Фактическое октановое число топлива ниже и меняется в зависимости от режима работы двигателя.

Шумовые (вибрационные) характеристики. При испытаниях двигателей определяют общие уровни звука (в дБА) и уровни звукового давления в октановых полосах частот (в дБ). При оценке вибраций двигателя измеряют среднеквадратичные общие уровни вибраций и составляющие частотных спектров в третьоктановых полосах (ГОСТ 23.3.23–88, ГОСТ 12.2.019–2005).

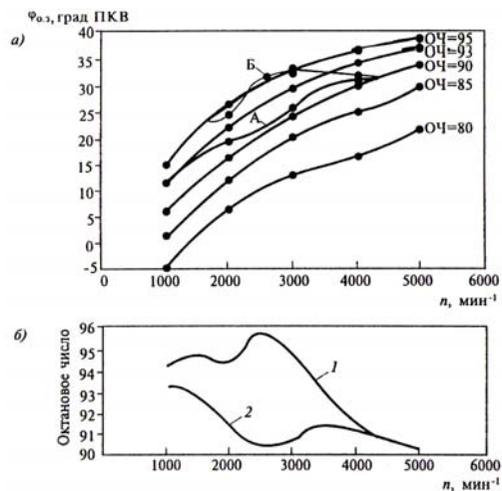


Рис. 8.12. Детонационные характеристики двигателя и бензина:
 а – первичные детонационные характеристики двигателя;
 б – итоговые характеристики двигателя (1) и бензина (2)

В связи с форсированием двигателей по частоте вращения (n) и нагрузке (p_e) их шумность и виброактивность значительно увеличились.

Токсические характеристики снимают для определения содержания в отработавших газах окиси углерода CO , углеводородов CH , окислов азота NO , сажи и других вредных элементов в зависимости от частоты вращения и нагрузки. Удельное содержание окиси углерода CO в отработавших газах дизелей в 10 раз меньше, чем бензиновых двигателей, а углеводородов CH – в 4 раза. Подробнее токсичность ОГ рассмотрена в главе 7.

Пусковыми характеристиками дизеля (рис. 8.13) характеризуется продолжительность прокручивания коленчатого вала при пуске от электростартера. Испытания необходимо проводить при трех (или более) значениях температуры окружающей среды, отличающихся между собой не менее чем на $5\text{ }^{\circ}C$, и четырех скоростных режимах. При этом пускать двигатель нужно не более чем с трех попыток продолжительностью до 20 с каждая, с перерывами 1–1,5 мин.

Характеристики продолжительности пуска (рис. 8.14) определяют для дизелей с пусковыми двигателями. Пускать двигатель надо при трех значениях температуры окружающей среды с разностью не менее $5\text{ }^{\circ}C$. Продолжительность пуска не должна превышать 5 мин.

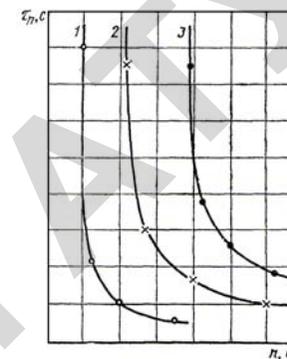


Рис. 8.13. Пусковые характеристики дизеля (1, 2 и 3) при различных $t_{окр} = \text{const}$

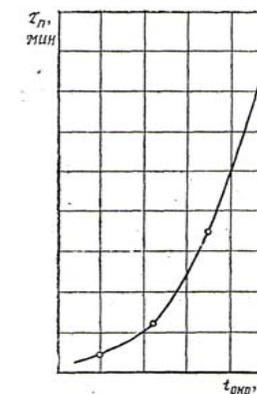


Рис. 8.14. Характеристика продолжительности пуска

Характеристику холостого хода снимают для определения максимальных и минимальных частот вращения на холостом ходу и часового расхода топлива в этих режимах работы $G_T = f(n)$. Характеристики холостого хода – частный случай внешних скоростных характеристик. Параметры $n_{x \text{ min}}$, $n_{x \text{ max}}$ и G_T определяют без нагрузки.

По характеристикам холостого хода находят параметры регулировки карбюратора на холостом ходу, минимальное натяжение пружины регулятора дизелей и др.

9. ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

В соответствии с ГОСТ 18509–88 стендовые испытания тракторных и комбайновых дизелей классифицируют на приемосдаточные, периодические кратковременные, периодические длительные. Методы стендовых испытаний определяются ГОСТ 18509–88 и ГОСТ 14846–81. Они необходимы для совершенствования конструкции двигателей, а также определения их мощностных и экономических показателей и факторов, на них влияющих.

Стендовые испытания, как правило, проводят на прогревом двигателе, отрегулированном согласно инструкции завода-изготовителя. Вначале двигатель надо обкатать в соответствии с техническими условиями завода-изготовителя (продолжительность не более 60 ч).

Для уменьшения трудоемкости, повышения объективности и точности замеров в лабораториях применяют автоматизированные системы испытания двигателей. С их помощью можно получать информацию о замерах параметров в цифровом виде, записывать на магнитную ленту или передавать ее непосредственно на ПЭВМ для обработки.

9.1. Стенды и приборы для проведения испытаний

Тормозные стенды служат для поглощения мощности, развиваемой двигателем. В зависимости от способа создания тормозного момента на коленчатом валу различают механические, гидравлические, индукторные, электрические и комбинированные тормозные устройства. Наибольшее распространение получили электрические тормозные установки, так как электрические машины обратимы, и их можно использовать как в генераторном, так и в двигательном режиме. Работа в режиме двигателя позволяет запускать двигатель, проводить холодную обкатку и определять мощность механических потерь.

При работе в генераторном режиме механическая энергия превращается в электрическую и отдается в сеть (до 75 %). Электрические тормоза позволяют плавно регулировать частоту вращения и нагрузку.

На рис. 9.1 приведена схема электрического тормозного стенда. Статор 2 электродвигателя шарнирно подвешен на двух стойках 3 и через специальный рычаг 4 опирается на весовое устройство 5.

Так как для большинства тормозов длина плеча $l = 0,716$ м, то эффективную мощность двигателя определяют по формуле:

$$N_e = \frac{M_k \cdot n}{9550}, \text{ кВт},$$

где M_k – крутящий момент двигателя, определяемый по показаниям весов;

n – частота вращения, мин^{-1} .

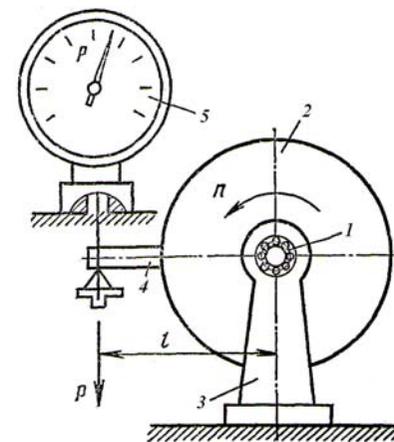


Рис. 9.1. Схема тормозного стенда:
1 – шарикоподшипник; 2 – статор; 3 – стойка;
4 – рычаг; 5 – весовое устройство

Тормозные качества стендов определяются механической мощностью, поглощаемой тормозом, в зависимости от частоты вращения.

На рис. 9.2 показана характеристика электрического тормоза. Площадью четырехугольника $OBCD$ определяется диапазон скоростных и нагрузочных режимов, в которых торможением поглощается развиваемая двигателем эффективная мощность.

При увеличении частоты вращения и полном возбуждении тормозная мощность электрического тормоза возрастает по квадратичной зависимости $N_m = An^2$.

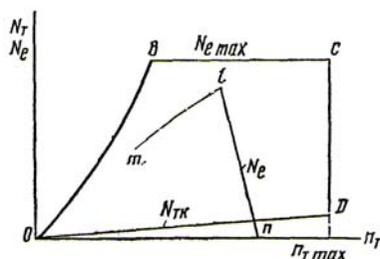


Рис. 9.2. Характеристика электрического тормоза

Дальнейшее увеличение тормозной мощности (точка *B*) ограничивается нагревом обмоток якоря. Поэтому рост частоты вращения тормоза может происходить при постоянной мощности (линия *BC*) и уменьшения крутящего момента. Частоту вращения, соответствующую точке *C*, выбирают из условия прочности обмоток якоря. Линия *OD* характеризует тормозную мощность при отсутствии тока возбуждения.

Пригодность тормозной установки для испытаний определяется из условия, когда нагрузочные и скоростные режимы двигателя укладываются на характеристике тормоза (кривая мощность *mln* регуляторной характеристики).

Приборы для проведения испытаний. Частоту вращения измеряют тахометрами. В зависимости от принципа работы их делят на центробежные, электрические и электронные. Электрические и электронные тахометры обеспечивают высокую точность (0,2–0,5%), дают возможность измерять частоту вращения на расстоянии и т. д. Расход топлива при испытании двигателей можно измерять с помощью весов (по массе) или специальных автоматизированных систем.

Техника измерений по массе заключается, в определении времени расхода топлива при этом определяют из выражения:

$$G_T = \frac{3,6\Delta g}{\tau_T},$$

где Δg — масса дозы топлива, израсходованного за опыт;
 τ_T — время опыта, с.

Время замеряют секундомером с точностью до 0,2 с. Температуру воды, масла, окружающего воздуха, обработавших газов определяют с помощью термометра или электрических термопар.

9.2. Методика испытаний

Испытания двигателей проводят после проверки их технического состояния, тщательной подготовки оборудования и приборов в соответствии с ГОСТ 18509–88 и ГОСТ 14846–81. Проводят пробный пуск, прогревают двигатель и убеждаются в устойчивости его работы. При необходимости снимают несколько точек, характеристики (не менее 6–8 точек, если это в полной мере позволяет выявить закономерность протекания определяемого параметра).

Показатели двигателя рекомендуется определять при установившемся режиме работы, причем на каждом режиме продолжительность работы двигателя должна быть не менее 5 мин.

Измеряемые величины вносят в протокол или журнал испытаний сразу после снятия показаний. Одновременно там же фиксируют различного рода отклонения от нормальной работы двигателя (дымность, стуки и др.).

При снятии характеристик для каждой точки фиксируют нагрузку, частоту вращения, расход топлива, продолжительность опыта, температурный режим двигателя и др.

По окончании испытаний определяют основные параметры двигателя: эффективную мощность, крутящий момент, часовой и удельный расходы топлива и др.

По результатам опытных и расчетных данных строят характеристики и проводят анализ мощностных и экономических показателей двигателей.

10. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА КШМ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

10.1. Кинематика центрального КШМ

Обозначения (рис. 10.1): r – радиус кривошипа; l – длина шатуна; ход поршня $S = 2r$; $S_{\text{п}}$ – перемещение поршня; λ – постоянная двигателя, $\lambda = r/l$ в диапазоне $\frac{1}{3,5} - \frac{1}{4,5}$.

Из анализа прямоугольных треугольников с общим катетом

$$l \sin \beta = r \sin \alpha,$$

или

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha,$$

откуда

$$\beta = \arcsin (\lambda \sin \alpha). \quad (10.1)$$

Перемещение поршня:

$$S_{\text{п}} = r + l - (r \cos \alpha + l \cos \beta),$$

или

$$S_{\text{п}} = r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right]. \quad (10.2)$$

В выражении (10.2) $S_{\text{п}} = f(\alpha \text{ и } \beta)$. Для упрощения $S_{\text{п}}$ выражают как функцию одного угла: $S_{\text{п}} = f(\alpha)$.

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2}.$$

Раскладывая $\cos \beta$ в биномиальный ряд, получаем:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha - \frac{1}{1 \cdot 2 \cdot 4} \lambda^4 \sin^4 \alpha - \dots \quad (10.3)$$

Учитывая, что $\sin^2 \alpha = (1 - \cos 2\alpha) / 2$ и принимая во внимание два первых члена ряда (10.3), после подстановки в (10.2) и преобразований получим:

$$S_{\text{п}} = r \left(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right). \quad (10.4)$$

На основании зависимости (10.4) перемещение поршня можно представить как сумму перемещений 1-го и 2-го порядка:

$$S_{\text{п}} = S_{\text{п1}} + S_{\text{п2}},$$

где $S_{\text{п1}} \approx r(1 - \cos \alpha)$, а $S_{\text{п2}} \approx \frac{\lambda r}{2} (1 - \sin^2 \alpha)$.

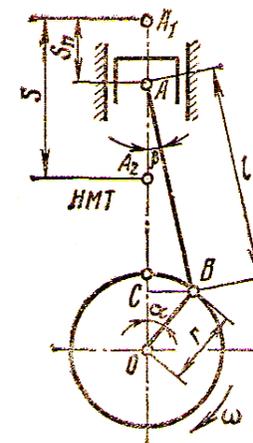


Рис. 10.1. Схема центрального (аксиального) КШМ

Величину $\lambda r/2$ (см. рис. 10.2) называют поправкой Брика, которая используется при развертывании индикаторной диаграммы из координат $p = f(V)$ в координаты $p = f(\alpha)$ для определения значений давления при различных углах поворота кривошипа.

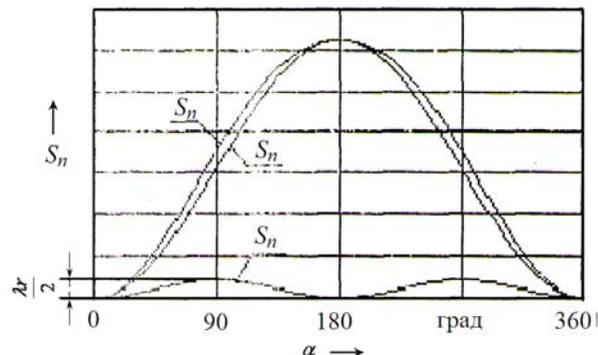


Рис. 10.2. Перемещение поршня

Скорость поршня:

$$V = \frac{dS_{\Pi}}{dt} = \frac{dS_{\Pi}}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{dS_{\Pi}}{d\alpha},$$

где $\omega = d\alpha / dt = \pi n / 30$ рад/с; n в мин⁻¹).

$$V = \omega r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (10.5)$$

Ускорение поршня:

$$J = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega^2 \frac{dV}{d\alpha}.$$

$$J \approx \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (10.6)$$

Средняя скорость поршня, м/с:

$$V_{\text{ср}} = \frac{2S \cdot n}{60} = \frac{S \cdot n}{30}. \quad (10.7)$$

На основании (10.5) и (10.6) скорость и ускорение поршня можно также представить в виде слагаемых (составляющих) 1-го и 2-го порядка. График этих составляющих и график суммарной скорости и ускорения поршня приведены соответственно на рис. 10.3 и 10.4.

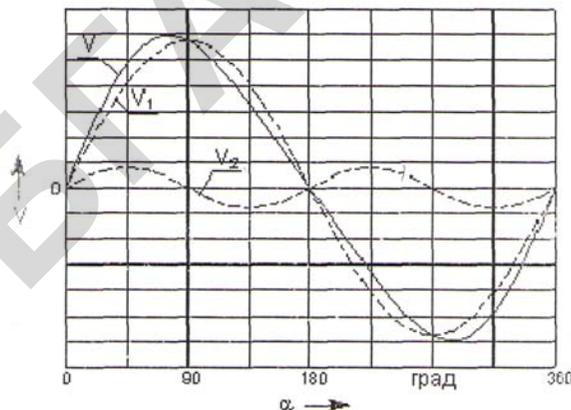


Рис. 10.3. Скорость поршня

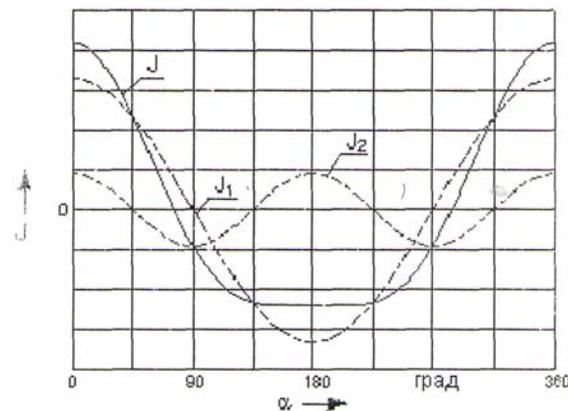


Рис. 10.4. Ускорение поршня

Рассмотренный выше приближенный анализ кинематики центрального КШМ очень удобен при анализе общей динамики и уравновешенности двигателя, однако здесь не учитываются особенности широко применяемых КШМ, у которых для уменьшения энергии удара при перекладке поршней ось поршневого пальца не пересекает

ось цилиндра – дезаксиальные КШМ. Попытки «приспособить» для этого выражения (1.4–1.6), которые, к сожалению, встречаются в учебниках, не имеют корректного вывода. Для анализа кинематики дезаксиальных КШМ должны использоваться *строгие решения*, когда основные параметры определяются как функции двух углов: $S_{\Pi}, V, J = f(\alpha \text{ и } \beta)$.

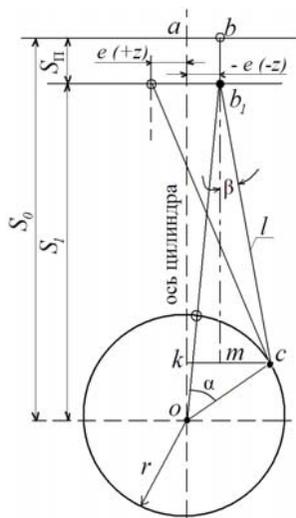


Рис. 10.5. Схема дезаксиального КШМ

В соответствии со схемой на рис. 10.5 из треугольников b_1cm и okc :

$$l \sin \beta = r \sin \alpha - e, \text{ или } \sin \beta = \lambda(\sin \alpha \pm z),$$

где $z = e/r$ – дезаксиал, а e – смещение оси поршневого пальца относительно оси цилиндра.

Угол наклона шатуна:

$$\beta = \arcsin [\lambda (\sin \alpha \pm z)].$$

Из треугольника oab :

$$S_0^2 = (r + l)^2 - e^2 \text{ или } S_0 = r \cdot \sqrt{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right)^2 - z^2}.$$

$$S_1 = l \cos \beta + r \cos \alpha, \text{ а } S_{\Pi} = S_0 - S_1$$

или при $z \neq 0$:

$$S_{\Pi} = r \cdot \sqrt{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right)^2 - z^2} - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda} \cos \beta;$$

при $z = 0$:

$$S_{\Pi} = r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right] \text{ см. (10.2).}$$

$$V = \frac{dS_{\Pi}}{dt} = \frac{dS_{\Pi}}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{dS_{\Pi}}{d\alpha};$$

$$J_{\Pi} = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega^2 \frac{dV}{d\alpha};$$

$$\frac{d\beta}{d\alpha} = \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos \beta};$$

$$\frac{d(\alpha + \beta)}{d\alpha} = 1 + \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}.$$

Скорость поршня:

$$V = \omega r = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

Ускорение поршня:

$$J_{\Pi} = \omega^2 r \left[\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \beta} \right].$$

Величина дезаксиала в явном виде не входит в уравнения скорости и ускорения поршня, однако она учитывается при определении угла наклона шатуна (см. выше). Недостаток строгого расчета: при

Газовые силы, действующие на поршень, Н:

$$p_r = \frac{\pi D^2}{4} (p_x - p_0), \quad (10.8)$$

где D – диаметр цилиндра;

p_x – текущее значение давления по индикаторной диаграмме (см. рис. 10.7);

p_0 – противодействие со стороны картера (обычно принимается равным атмосферному давлению).

Силы инерции движущихся масс:

– центробежные силы инерции вращающихся масс, Н:

$$P_c = m_r \omega^2 r, \quad (10.9)$$

– силы инерции поступательно движущихся масс, Н:

$$P_j = m_j J, \quad (10.10)$$

где m_r и m_j – соответственно вращающиеся и поступательно (возвратно-поступательно) движущиеся массы;

r – радиус вращения;

J – ускорение.

Редуцирование массы шатуна. Шатун в КШМ поршневого двигателя совершает сложное движение в вертикальной плоскости. Для упрощения динамических расчетов двигателя массу шатуна $m_{ш}$ разделяют на две: верхнюю $m_{ш(в)} \approx 0,275 m_{ш}$ и нижнюю $m_{ш(н)} \approx 0,725 m_{ш}$. Верхнюю часть массы шатуна относят к массам, совершающим возвратно-поступательное движение, а нижнюю – к массам, совершающим вращательное движение (сам шатун рассматривается как абсолютно жесткая, невесомая связь). Таким образом, после редуцирования:

$$m_1 \approx m_{п} + m_{ш(в)}, \quad (10.11)$$

$$m_2 \approx m_{к} + m_{ш(н)}, \quad (10.12)$$

где $m_{п}$ – масса поршневого комплекта;

$m_{к}$ – масса кривошипа (если кривошип уравновешен, $m_{к} = 0$).

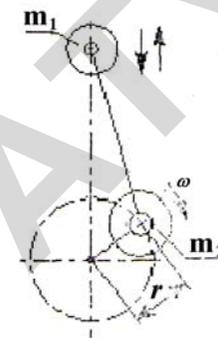


Рис. 10.8. Движущиеся массы

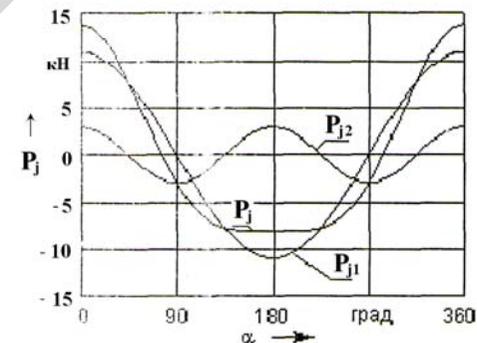


Рис. 10.9. График сил инерции

На рис. 10.9 приведены примеры графиков сил инерции поступательно движущихся масс. На основании (10.10) и (10.6) суммарная сила:

$$P_j \approx P_{j1} + P_{j2}; \quad (10.13)$$

– силы инерции первого порядка:

$$P_{j1} \approx -\omega^2 r \cos \alpha; \quad (10.14)$$

– силы инерции второго порядка:

$$P_{j2} \approx -\omega^2 r \lambda \cos 2\alpha. \quad (10.15)$$

Период изменения суммарной силы и силы инерции 1-го порядка 360° , а сил 2-го порядка – 180° .

10.3. Определение суммарных сил и нагрузок на детали КШМ

При выполнении динамических расчетов двигателя при суммировании разных по природе сил за положительное направление принимается направление газовой силы на такте расширения (вниз), см. рис. 10.10.

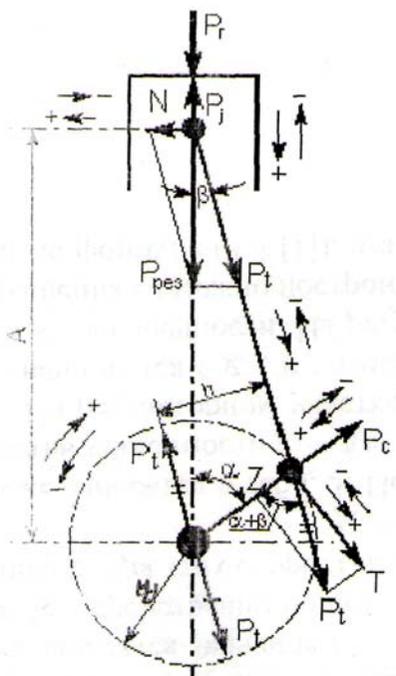


Рис. 10.10. Схема сил и правило знаков

Силы, действующие на поршень и поршневой палец:

$$\bar{P}_{рез} = \bar{P}_r + \bar{P}_f. \quad (10.16)$$

$P_{рез}$ раскладывают на две составляющие: нормальную силу N и силу, направленную в вдоль оси шатуна P_t .

$$N = P_{рез} \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad P_t = P_{рез} / \cos \beta. \quad (10.17)$$

Силы P_t переносят вдоль линии ее действия, а к коренной шейке прикладывают две силы P_t , равные по величине, но противоположно направленные. Пара сил P_t на плече h создает крутящий момент на валу двигателя:

$$M_k = P_t \cdot h. \quad (10.18)$$

Нетрудно видеть, что $M_k = P_t \cdot h = -N \cdot A$. Реактивный момент ($N \cdot A$) называют опрокидывающим моментом двигателя ($M_{опр}$). Этот момент воспринимается остовом машины.

Силу P_t , приложенную к шатунной шейке, раскладывают на две составляющие: на тангенциальную силу T и центростремительную силу Z , направленную по кривошипу. Тогда выражение (10.18) можно записать в таком виде:

$$M_k = P_t \cdot h = T \cdot r = -N \cdot A. \quad (10.19)$$

Тангенциальная сила T , которая на плече r , равном радиусу кривошипа, создает крутящий момент на валу двигателя, и сила Z определяются из прямоугольного треугольника сил:

$$T = P_t \cdot \sin(\alpha + \beta) = P_{рез} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad (10.20)$$

$$Z = P_t \cdot \cos(\alpha + \beta) = P_{рез} \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (10.21)$$

Суммарная сила, нагружающая шатунную шейку (подшипник), может быть записана в виде векторной суммы:

$$\bar{R}_{ш} = (\bar{Z} + \bar{P}_c) + \bar{T},$$

а из прямоугольного треугольника сил:

$$R_{ш} = \sqrt{(Z + P_c)^2 + T^2}. \quad (10.22)$$

По результатам динамического расчета (суммарным силам) выполняют прочностные расчеты деталей КШМ, производят выбор

материалов, а при расчете подшипников, например, наиболее нагруженных шатунных подшипников, определяют максимальные и средние удельные нагрузки ($R_{ш}$ относят к площади диаметрального сечения шатунной шейки), строят полярные диаграммы нагрузок и условных износов. По полярным диаграммам нагрузок на шатунные и коренные подшипники определяют оптимальное место подвода смазки к подшипнику, и выбирают место сверления.

Из-за недостатка отводимого учебного времени полярные диаграммы нагрузок на подшипники в данной версии не рассматриваются, а примеры построения графиков составляющих и суммарных сил приводятся ниже (на примере тракторного дизеля, шаг счета 10°).

Примеры графиков суммарных сил представлены на рис. 10.11, 10.12 и 10.13.

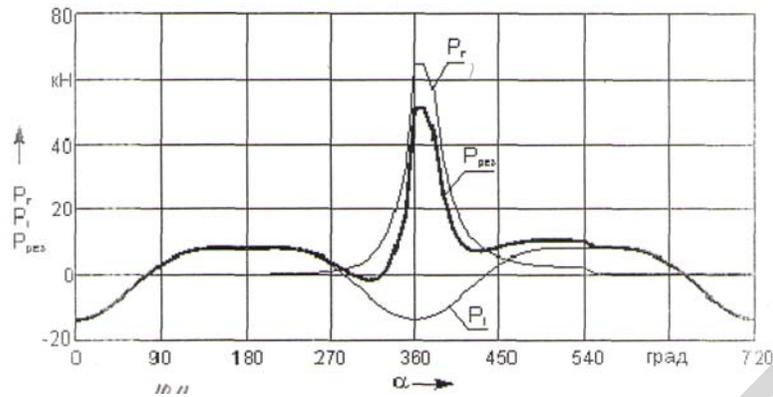


Рис. 10.11. График сил, действующих на поршень и поршневой палец

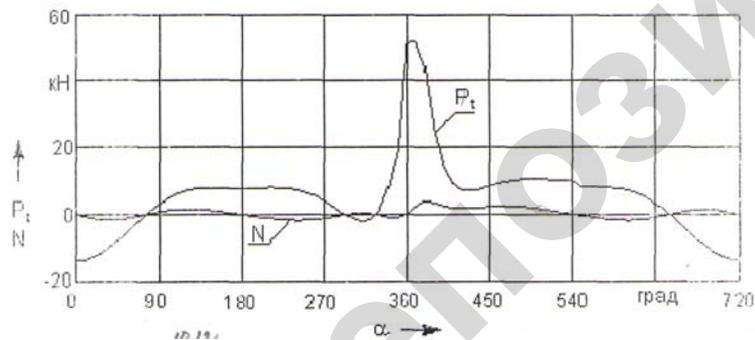


Рис. 10.12. График силы вдоль оси шатуна P и график номинальной силы N

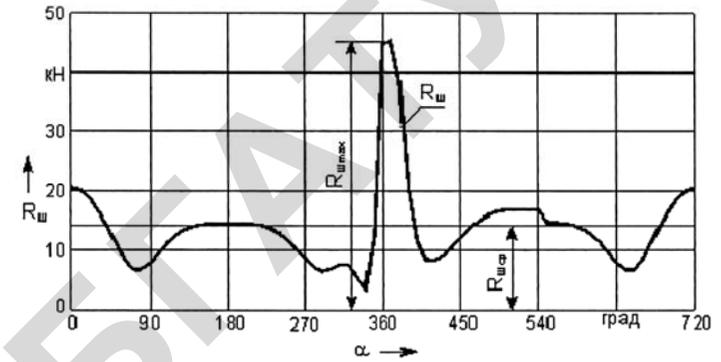


Рис. 10.13. График суммарной силы, действующей на шатунную шейку

10.4. Неравномерность хода двигателя и расчет маховика

Исходные зависимости:

– текущее значение крутящего момента:

$$M_k = TR = RP_{рез} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (\text{см. рис. 10.14});$$

– приложенный момент сопротивления: $M_{соп} = T_{ср} \cdot r$.

На неустановившемся режиме работы (разгон за счет наибольшей избыточной работы силы T – на рис. 10.14 заштрихована). $M_k = M_{соп} + J_d \cdot \varepsilon$ или:

$$M_k - M_{соп} = J_d \cdot \varepsilon, \quad (10.23)$$

где J_d – момент инерции движущихся масс двигателя;
 ε – угловое ускорение.

Проинтегрируем (10.23) и преобразуем:

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} r(T - T_{ср}) d\alpha = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} J_d \varepsilon d\alpha;$$

$$L_{изб} = J_d \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \varepsilon d\alpha;$$

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d\omega}{d\alpha};$$

$$L_{изб} = J_D \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} \omega d\omega. \quad (10.24)$$

Неравномерность вращения вала двигателя оценивается величиной степени неравномерности хода δ_k (у автотракторных двигателей δ_k от 0,01 до 0,05):

$$\delta_k = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}. \quad (10.25)$$

Решая интеграл (10.24), получаем:

$$L_{изб} = J_D \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} \omega d\omega = J_D \frac{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2}{2}. \quad (10.26)$$

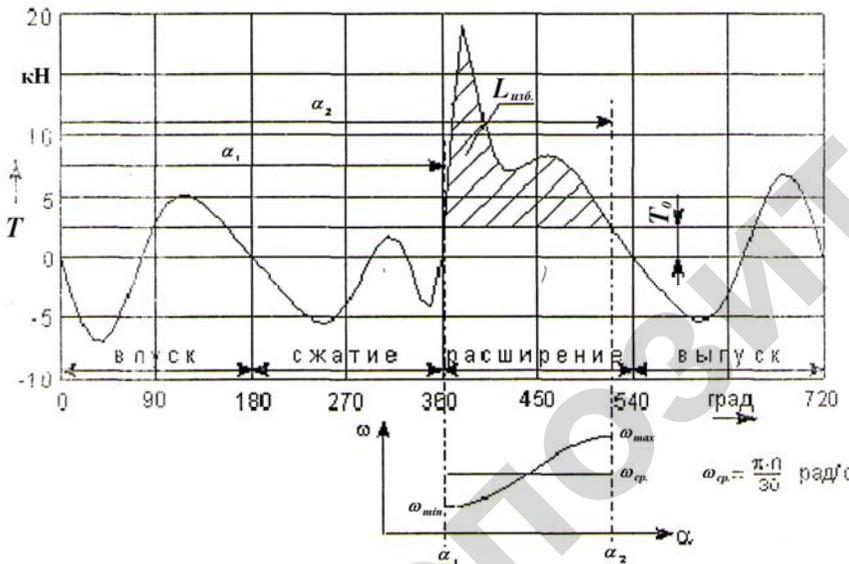


Рис. 10.14. График тангенциальной силы одного цилиндра двигателя

Выполним преобразования:

$$\begin{aligned} \frac{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2}{2} &= \frac{(\omega_{max} + \omega_{min})(\omega_{max} - \omega_{min})}{2} \cdot \frac{\omega_{cp}}{\omega_{cp}} = \\ &= \delta_k \omega_{cp}^2 = \delta_k \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2. \end{aligned} \quad (10.27)$$

Далее определяют момент инерции движущихся масс двигателя, который при данном значении $L_{изб}$ и n обеспечивает принятую степень неравномерности хода δ_k .

$$J_D = \frac{L_{изб}}{\delta_k \omega_{cp}^2}. \quad (10.28)$$

Если учесть, что момент инерции маховика J_M у автотракторных двигателей составляет $J_M \approx (0,7 \dots 0,9) J_D$ и принять $J_M \approx 0,8 J_D$ можно определить требуемый момент инерции маховика:

$$J_M \approx 0,8 \cdot \frac{L_{изб}}{\delta_k \omega_{cp}^2} \approx 0,8 \cdot \frac{L_{изб}}{\delta_k \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2}. \quad (10.29)$$

Масса маховика определяется по формуле:

$$m_M \approx \frac{4J_M}{D_{cp}^2},$$

где D_{cp} – диаметр окружности, проходящий через «центр масс» сечения маховика (принимают D_{cp} 0,3–0,6 м).

Избыточная работа тангенциальной силы определяется по графику тангенциальной силы (10.14), или по графику суммарной тангенциальной силы для многоцилиндрового двигателя (рис. 10.15) по максимальной площади $F_{изб}$ в мм².

$$L_{изб} = \mu F_{изб} H_M, \quad (10.30)$$

где μ – от μ_1 до μ_2 , $H_{м/мм}^2$ – масштаб площади;
 μ_1 – масштаб по оси ординат графика в Н/мм;
 μ_2 – масштаб по оси абсцисс, м/мм: $\mu_2 = 4\pi r / l_2$ (r – радиус кривошипа в м; l_2 – длина диаграммы в мм).

На рис. 10.15 приведен пример построения графика суммарной тангенциальной силы T , приложенной к коленвалу от всех цилиндров четырехтактного, четырехцилиндрового, рядного двигателя. В интервале углов поворота $0-180^\circ$ нанесены кривые тангенциальных сил от каждого цилиндра. Путем геометрического суммирования получен график суммарной силы от всех цилиндров в этом интервале углов (жирная кривая). В интервалах углов поворота $180-360^\circ$ и т. д. повторяется только график тангенциальной силы. Дальнейший расчет аналогичен изложенному выше.

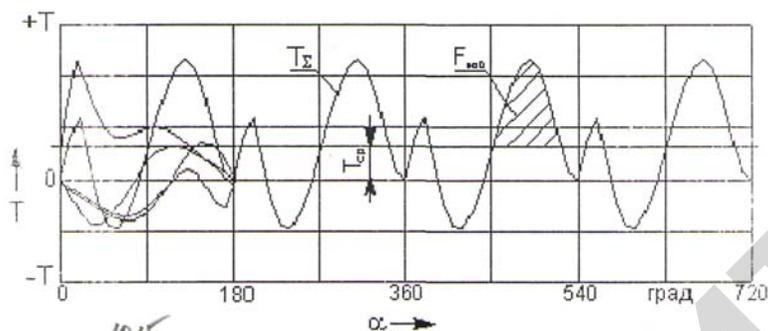


Рис. 10.15. График тангенциальных сил четырехцилиндрового двигателя (период изменения T_2 равен 180°)

При динамических расчетах V -образных двигателей вначале предлагают построить график суммарной тангенциальной силы, приложенной к шатунной шейке от левого и правого цилиндров (график левого и правого цилиндров смещаются по фазе на величину угла развала цилиндров), а затем строить график суммарной силы как в предыдущем примере. Период изменения суммарной силы в град для четырехтактных двигателей будет равен $720 / i_{ц}$ град (здесь $i_{ц}$ – количество цилиндров двигателя).

С увеличением цилиндров $L_{изб}$ уменьшается, поэтому, чем меньше число цилиндров, тем больший маховик будет требоваться для обеспечения одинаковой степени неравномерности хода двигателей. Самый большой маховик потребуется для одноцилиндрового двигателя.

10.5. Особенности перекладки поршней в КШМ

При прохождении ВМТ и НМТ нормальная сила N меняет знак и происходит перекладка поршня в пределах теплового зазора Δ – он перекадывается и становится прижатым к другой стороне цилиндра (см. рис. 5.1). Сама по себе нормальная сила вблизи мертвых точек незначительна, т. к. угол наклона шатуна, определяющий ее модуль, невелик. Однако, при перемещении поршня к ВМТ, особенно на такте сжатия – начало сгорания, под действием уже больших газовых сил происходит «закрутка» упругой системы, которую представляет весь КШМ двигателя, т. е. происходит накопление энергии упругой системой. В момент, когда нормальная сила меняет знак, происходит мгновенное «высвобождение» накопленной энергии и перекладка поршня. Удар при перекладке поршня вызывает интенсивные колебания гильзы цилиндра (по данным И. В. Новицкого, ускорение колебаний может достигать $60g$), что приводит к повышенному механическому шуму двигателя и может вызывать кавитационный износ мокрых гильз (вырывы частичек металла со стороны водяной рубашки при захлопывании кавитационных пузырьков).

В центральном КШМ рис. 10.16, а удар поршня при перекладке происходит по образующей. В дезаксиальных КШМ (рис. 10.15, б, в) под действием момента газовой силы ($M_r = P_r e$) поршень подходит к ВМТ с наклоном в пределах теплового зазора, а перекладка происходит вокруг мгновенных центров вращения O_1 и O_2 . Момент газовой силы M_r в обоих случаях дезаксиальных КШМ противодействует моменту перекладки, уменьшая его.

Энергия удара при перекладке поршня в центральном КШМ: $E_1 = m_n \cdot V^2 / 2$, а в дезаксиальных КШМ – $E_2 = J_n \cdot \omega^2 / 2$ (здесь m_n и V – масса поршня и скорость в момент удара, а J_n и ω – соответственно момент инерции поршня относительно мгновенного центра вращения и угловая скорость в момент удара).

Для всех рассматриваемых типов КШМ энергия удара при пере­кладке поршня зависит от величины зазора Δ , чем больше зазор, тем большей будет скорость в момент удара, а, следовательно, и энергия удара при пере­кладке.

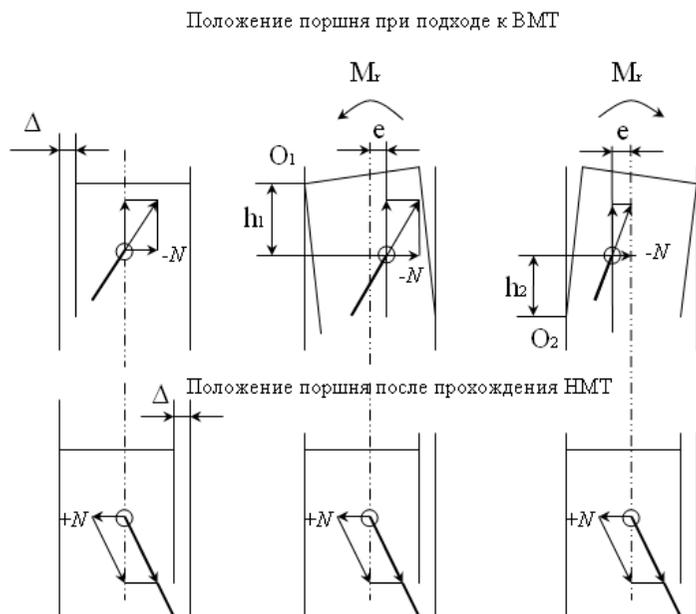


Рис. 10.16. Характер пере­кладки поршня в ВМТ:
а – центральный КШМ; б и в – дезаксиальных КШМ

Применение дезаксиальных КШМ позволяет уменьшить высоко­частотный механический шум двигателей и исключить возможность появления кавитационных износов мокрых гильз цилиндров.

11. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Силы, действующие при работе двигателя, разделяют на уравно­вешенные и неуравновешенные.

Двигатель будет полностью уравновешенным, если при устано­вившемся режиме работы $n = \text{const}$ силы и возникающие от них моменты, действующие на опоры, равны нулю или постоянны по значению и направлению.

К уравновешенным относятся силы давления газов в цилиндре двигателя и силы трения.

К неуравновешенным силам, которые изменяясь, передаются на опоры двигателя и, как следствие, вызывают его вибрации, относятся: силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс двигателя; касательные силы инерции вращающихся масс при непостоянной угловой скорости кривошипа; силы реакции движущихся жидкостей и газов; сила, развиваемая вентилятором.

В связи с тем, что касательные силы инерции устранить практи­чески невозможно, а реакция от движения жидкости и газов и сила, развиваемая вентилятором, очень слабо влияет на вибрации, то при рассмотрении уравновешенности двигателя принимают во внимание только силы инерции и моменты от них.

Условия уравновешенности двигателя по силам инерции и момен­там от них может быть записано системой уравнений:

$$\begin{cases} \sum P_{j1} = 0; \sum P_{j2} = 0; \sum P_c = 0; \\ \sum M_{j1} = 0; \sum M_{j2} = 0; \sum M_c = 0. \end{cases}$$

На практике двигатель уравновешивают при его конструировании (выбор числа и расположения цилиндров, размещение кривошипов коленчатого вала так, чтобы силы инерции и моменты от них вза­имно уравновешивались), а также установке противовесов.

Уравновешивание одноцилиндрового двигателя. В одноцилиндровом двигателе с центральным кривошипно-шатунным механизмом неуравновешенными являются следующие силы и моменты.

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = -m_1 \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha),$$

где $P_{j1} = -m_1 \omega^2 r \cdot \cos \alpha$ – сила инерции первого порядка;

$P_{j2} = -m_1 r \omega^2 \lambda \cdot \cos 2\alpha$ – сила инерции второго порядка.

Центробежная сила инерции неуравновешенных вращающихся частей:

$$P_c = -m_r \omega^2 r.$$

Опрокидывающий момент:

$$M_{оп} = -NA.$$

Сила инерции первого и второго порядка могут быть уравновешены с помощью специального механизма Ланчестера (схема приведена на рис. 11.1).

Для уравновешивания силы инерции первого порядка от шестерни 1 коленчатого вала через промежуточную шестерню 2 приводятся во вращение шестернями 3 и 4 два вала O_1 и O_2 , проходящие вдоль двигателя, оси которых симметрично расположены относительно оси цилиндра. На конце валов закреплены четыре противовеса, которые вращаются в разные стороны с угловой скоростью ω и создают в сумме вертикальную силу инерции первого порядка P_{j1} , но противоположно направлению.

$$\sum P_{np} = P_{j1}$$

или

$$-4m_{np} \omega^2 \rho \cos \alpha = m_1 \omega^2 r \cos \alpha,$$

где m_{np} – масса одного противовеса;

ρ – расстояние центра тяжести противовеса от оси вращения.

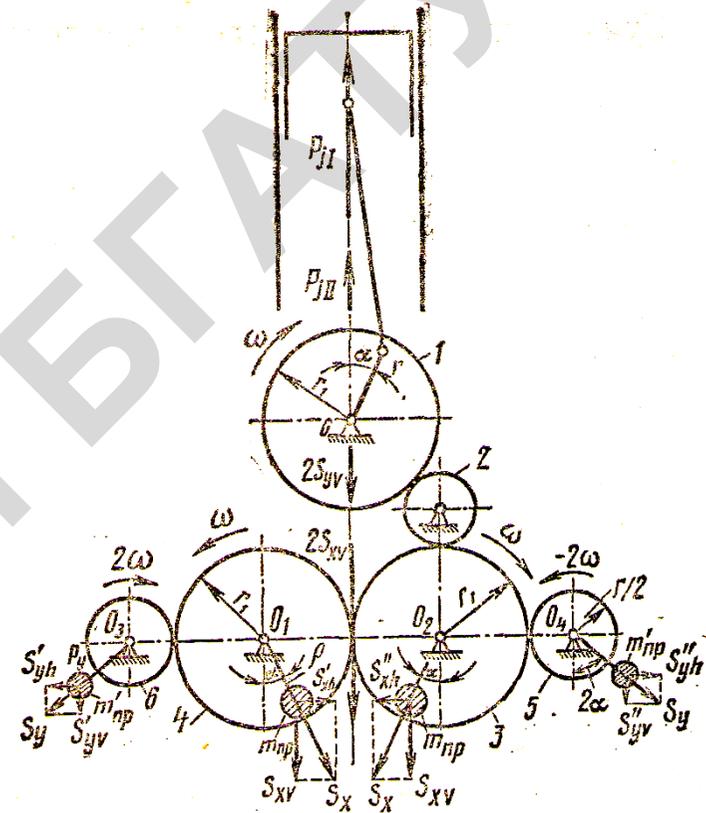


Рис. 11.1. Уравновешивание одноцилиндрового двигателя по методу Ланчестера: 1, 2, 3, 4, 5 и 6 – шестерни

Если принять $\rho = r$, то масса одного противовеса равна $1/4$ масса m_1 возвратно-поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма.

Горизонтальные составляющие центробежных сил инерции всех четырех противовесов равны по значению и направлены в разные стороны, т. е. взаимно уравновешены.

Сила инерции второго порядка P_{j2} может быть уравновешена аналогичным методом. Для этого устанавливают еще два вала O_3 и O_4 , которые приводятся во вращение от шестерен 5 и 6 с удвоенной угловой скоростью (2ω). Суммарная вертикальная составляющая

от центробежных сил противовесов численно равна силе инерции второго порядка P_{j2} и направлена противоположно:

$$\sum P'_{\text{пр}} = P_{j2}$$

или

$$-4m'_{\text{пр}}(2\omega^2\rho' \cos 2\alpha) = m_1 r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha,$$

где $m'_{\text{пр}}$ – масса одного противовеса;

ρ' – расстояние центра тяжести противовеса от оси вращения.

Из равенства найти сумму противовеса $m'_{\text{пр}}$, задавшись радиусом приложения (ρ') силы, или наоборот.

Однако такое уравнивание сил инерции первого и второго порядка очень усложняет конструкцию и используется в редких случаях. Одноцилиндровые двигатели применяют ограничено и силы P_{j1} и P_{j2} уравнивают с помощью противовесов на щеках коленчатого вала. Такой метод позволяет уменьшить вертикальную составляющую сил инерции при одновременном появлении неуравновешенной горизонтальной составляющей.

Центробежную силу инерции (P_c) вращающихся масс полностью уравнивают установкой двух одинаковых противовесов на щеках коленчатого вала (рис. 11.2). Массу противовесов находят из уравнения:

$$-2m''_{\text{пр}}\rho''\omega^2 = m_r r \omega^2,$$

где ρ'' – расстояние центра тяжести противовеса от оси коленчатого вала;

m_r – неуравновешенная масса кривошипа.

Опрокидывающий момент в автотракторных двигателях не уравнивается и во время работы передается раме трактора или автомобиля, частично компенсируется за счет подвески.

Уравнивание двухцилиндровых двигателей. На рис. 11.3, а показан двухцилиндровый двигатель с кривошипами, направленными в одну сторону. Такие двигатели изготавливаются только четырехтактными и обеспечивают равные промежутки по времени между вспышками (360°). Как видно из схемы, силы инерции возвратно-

поступательных масс первого, второго порядков и неуравновешенной силы вращающихся масс направлены в одну сторону, что значительно нагружает коренные подшипники.

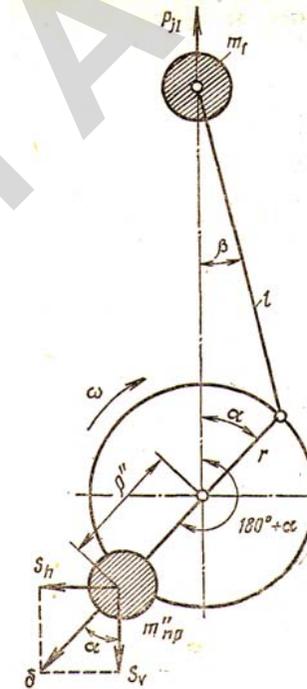


Рис. 11.2. Уравнивание силы инерции вращающихся масс в одноцилиндровом двигателе

Равнодействующая сил инерции первого порядка P_{j1} , второго порядка P_{j2} и центробежных сил P_c приложена к середине коленчатого вала. Они соответственно равны:

$$\sum P_{j1} = -2m_1 r \omega^2 \cos \alpha,$$

$$\sum P_{j2} = -2m_1 r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha,$$

$$\sum P_c = -2m_r \omega^2.$$

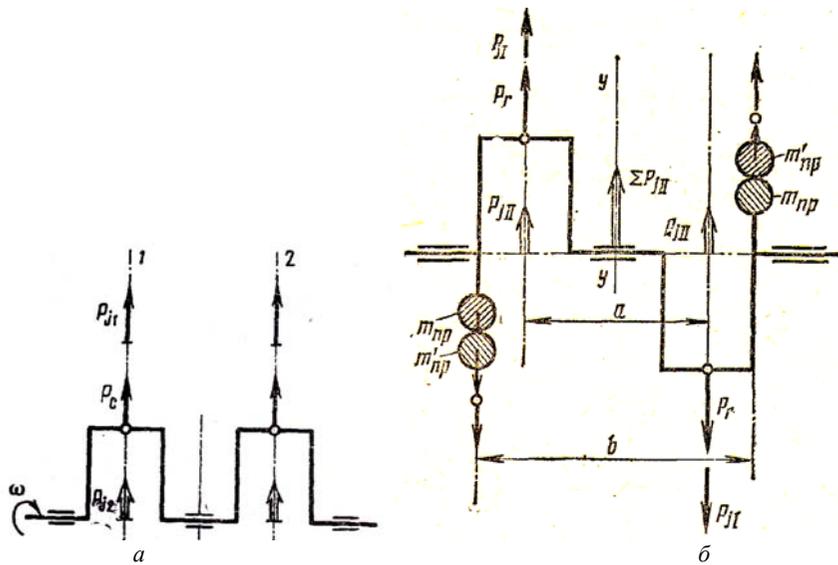


Рис. 11.3. Уравновешивание двухцилиндрового двигателя
 а – кривошипы расположены в одну сторону;
 б – кривошипы расположены под углом 180°

Уравновешивание этих сил в двухцилиндровых двигателях может быть достигнуто методами, приведенными выше для одноцилиндрового двигателя.

Наибольший интерес представляет двигатель, у которого кривошипы расположены под углом 180° (рис. 11.3, б).

В таком двигателе силы инерции первого порядка направлены в противоположные стороны, т. е. силы инерции первого порядка уравновешены:

$$\begin{aligned} \sum P_{j1} &= P'_{j1} + P''_{j1} = m_1 \omega^2 r \cos \alpha + m_1 r \omega^2 \cos(180 + \alpha) = \\ &= m_1 r \omega^2 \cos \alpha - m_1 r \omega^2 \cos \alpha = 0. \end{aligned}$$

Силы инерции первого порядка создают на плече момент a , который действует в плоскости осей цилиндров:

$$M_{j1} = P_{j1} a = m_1 \omega^2 r (\cos \alpha) a.$$

Сумма сил инерции второго порядка остается неуравновешенной:

$$\sum P_{j2} = P'_{j2} + P''_{j2} = 2m_1 \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha.$$

Центробежные силы инерции неуравновешенных вращающихся частей кривошипов направлены в разные стороны и при равенстве неуравновешенных масс кривошипов компенсируют одна другую:

$$\sum P_c = 0.$$

Точка приложения центробежных сил инерции находятся на расстоянии a , в результате чего возникает момент от этих сил:

$$M_c = P_c a = m_r \omega^2 r a.$$

С помощью противовесов действие момента от сил инерции первого порядка M_{j1} можно перенести из вертикальной плоскости, проходящей через оси цилиндров, в горизонтальную. Противовесы можно установить на крайних щеках коленчатого вала на расстоянии b . Тогда массу противовеса определяют из уравнения:

$$m_1 r \omega^2 (\cos \alpha) a = -m_{np} \rho \omega^2 (\cos \alpha) b.$$

В горизонтальной плоскости будет действовать неуравновешенный момент:

$$M_{j1c} = m_{np} \rho \omega^2 (\sin \alpha) b.$$

Силы инерции второго порядка могут быть уравновешены аналогичным механизмом, как и для одноцилиндрового двигателя. Однако на практике механизмы не устанавливают, и силы инерции второго порядка остаются свободными.

Момент центробежных сил инерции может быть полностью уравновешен противовесами. Массу противовеса находят из уравнения:

$$m_r r \omega^2 a = -m'_{np} \rho' \omega^2 b.$$

В двухцилиндровых V-образных двигателях угол развала цилиндров обычно составляет $\gamma = 90^\circ$ (рис. 11.4).

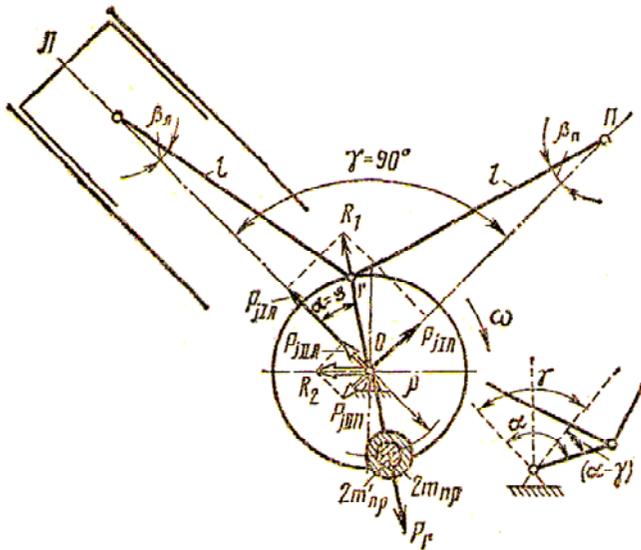


Рис. 11.4. Уравновешивание двухцилиндрового V-образного двигателя

Сумма сил инерции первого порядка:

$$\sum P_{j1} = \sqrt{P_{j1n}^2 + P_{j1l}^2},$$

где $P_{j1n} = m_1 r \omega^2 \cos(270 + \alpha) = m_1 r \omega^2 \cos(90 - \alpha) = m_1 r \omega^2 \sin \alpha$ — сила инерции первого порядка правого цилиндра;

$P_{j1l} = m_1 r \omega^2 \cos \alpha$ — сила инерции первого порядка левого цилиндра.

После подстановки в последнее выражение значений P_{j1n} и P_{j1l} получим:

$$R_1 = m_1 r \omega^2.$$

Угол φ между осью левого цилиндра O и вектором R_1 для двухцилиндровых двигателей с углом развала цилиндров $\gamma = 90^\circ$ равен α . Следовательно, для таких двигателей с общим кривошипом суммарная сила инерции первого порядка R_1 постоянна по значению, всегда направлена по радиусу кривошипа и полностью уравновешивается двумя противовесами на щеках коленчатого вала ($2m_{np}$).

Равнодействующая сил инерции второго порядка $R_2 = \sqrt{2} m_1 r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$ всегда направлена по горизонтали и может быть уравновешена с помощью противовесов на двух вращающихся в разные стороны валах, с удвоенной угловой скоростью (2ω).

Центробежную силу инерции неуравновешенных вращающихся частей кривошипа (P_c) уравновешивают установкой противовесов на щеках коленчатого вала ($2m'_{np}$). Моменты M_{j1} , M_{j2} и M равны нулю.

При расположении шатунов рядом на одной шейке цилиндры будут находиться в разных плоскостях, на двигатель будет действовать дополнительный момент, который из-за малости обычно не учитывают.

Уравновешивание четырехцилиндрового двигателя. На рис. 11.5 приведена схема наиболее распространенного плоского коленчатого вала четырехцилиндрового двигателя. Из схемы видно, что силы инерции первого порядка уравновешены, т. е. по зависимости

$$\sum P_j = P'_{ji} + P''_{ji} + P'''_{ji} + P''''_{ji} =$$

$$= m_1 r \omega^2 [\cos \alpha + \cos \alpha (180 + \alpha) + \cos(180 + \alpha) + \cos \alpha] =$$

$$= m_1 r \omega^2 \cdot (\cos \alpha - \cos \alpha - \cos \alpha + \cos \alpha) = 0.$$

Момент сил инерции первого порядка уравновешен:

$$\sum M_{ji} = 0.$$

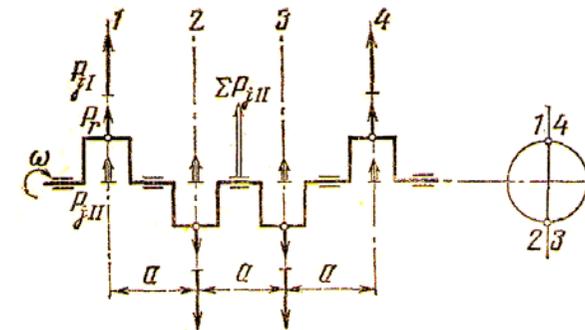


Рис. 11.5. Уравновешивание четырехцилиндрового двигателя с плоским завалом

Силы инерции второго порядка не уравновешены:

$$\begin{aligned} \sum P_{jii} &= P'_{jii} + P''_{jii} + P'''_{jii} + P''''_{jii} = \\ &= m_1 r \omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 180) + \cos 2(\alpha + 180) + \cos \alpha] = \\ &= 4m_1 r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha. \end{aligned}$$

Моменты сил инерции второго порядка центра коленчатого вала (точка 0) уравновешены:

$$\sum M_{j2} = 0.$$

Центробежные силы инерции вращающихся масс и моменты сил уравновешены:

$$\sum P_c = 0; \sum M_c = 0.$$

Силы инерции второго порядка у большинства четырехцилиндровых двигателей не уравновешиваются, а воспринимаются подвеской.

Уравновешивание шестицилиндровых двигателей. Для рядных шестицилиндровых двигателей наибольшее распространение получила схема вала с расположением кривошипов под углом 120° (рис. 11.6). Такой двигатель считается полностью уравновешенным.

$$\begin{cases} \sum P_{ji} = 0; \sum P_{jii} = 0; \sum P_c = 0; \\ \sum M_{ji} = 0; \sum M_{jii} = 0; \sum M_c = 0. \end{cases}$$

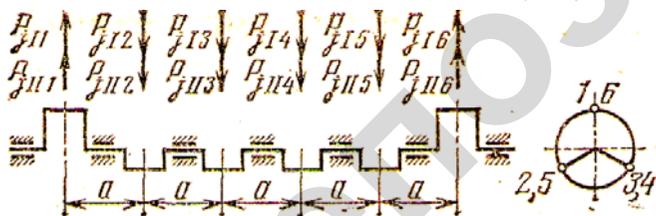


Рис. 11.6. Уравновешивание шестицилиндрового двигателя

Несмотря на полную уравновешенность таких двигателей, на коленчатом валу ставят противовесы для уменьшения действия на коренные подшипники моментов от центробежных сил инерции.

В шестицилиндровых V-образных двигателях чаще применяют схему коленчатого вала с тремя кривошипами под углом 120° и развалом цилиндров 90° . Анализ показывает, что неуравновешенными остаются только моменты от сил инерции первого и второго порядка, а также от центробежных сил. Моменты M_{j1} и M_c могут быть полностью уравновешены с помощью противовесов на щеках коленчатого вала. Что касается момента от сил инерции второго порядка M_{j2} , то его можно уравновесить противовесами на двух дополнительных валах, вращающихся с угловой скоростью 2ω .

Уравновешивание V-образных восьмицилиндровых двигателей. В четырехтактных двигателях применяют коленчатые валы с расположением кривошипов под углом 90° и углом между осями цилиндров 90° (рис. 11.7).

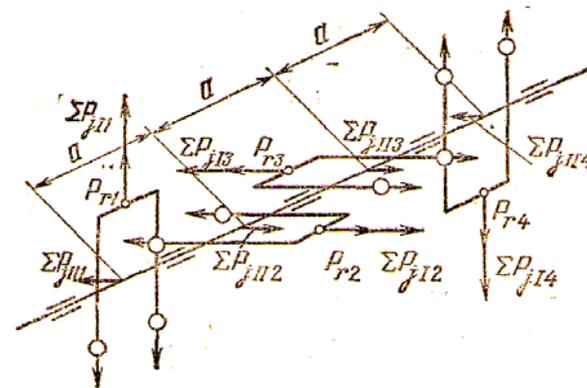


Рис. 11.7. Уравновешивание восьмицилиндрового двигателя

Силы инерции первого и второго порядков, центробежная сила и момент сил инерции второго порядка уравновешены:

$$\sum P_{ji} = 0; \sum P_{jii} = 0; \sum P_c = 0; \sum M_{jii} = 0.$$

Неуравновешенными остаются моменты сил инерции первого порядка и центробежных сил инерции. Для их уравновешивания на щеках коленчатого вала устанавливают противовесы.

Действительная уравновешенность двигателя всегда ниже теоретической, рассмотренной ранее.

При анализе теоретической уравновешенности предполагалось, что массы и размеры движущихся частей одинаковы во всех цилиндрах, коленчатый вал абсолютно жесткий и вращается с постоянной угловой скоростью.

В действительности размеры и массы деталей двигателя отличаются от номинальных значений. Это отличие в большей степени наблюдается при ремонте двигателей.

Для уменьшения вредного влияния этих факторов на уравновешенность двигателей тщательно балансируют вращательно движущиеся части, а части, движущиеся возвратно-поступательно, подбирают с наименьшим отклонением по массе.

Постоянное изменение угловой скорости при работе двигателей вследствие изменяющегося крутящего момента также отрицательно сказывается на уравновешенности двигателя.

ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ПДВС	– поршневой двигатель внутреннего сгорания
ДВС	– двигатель внутреннего сгорания
ВМТ	– верхняя мертвая точка
НМТ	– нижняя мертвая точка
КПД	– коэффициент полезного действия
КШМ	– кривошипно-шатунный механизм
ОГ	– отработавшие газы
ПЭВМ	– персональная электронная вычислительная машина
п. к. в.	– поворот коленчатого вала
g_u	– цикловая подача топлива
g_e	– удельный эффективный расход топлива двигателем
H_u	– низшая теплота сгорания топлива
i	– число цилиндров двигателя
N_e	– эффективная мощность двигателя
n	– частота вращения коленчатого вала двигателя
n_n	– частота вращения коленчатого вала двигателя в режиме номинальной мощности
n_m	– частота вращения коленчатого вала двигателя в режиме максимального крутящего момента
$n_{ge\ min}$	– частота вращения коленчатого вала при минимальном удельном расходе топлива
n_{min}	– минимальная частота вращения коленчатого вала двигателя при полной нагрузке
n_N	– частота вращения, соответствующая максимальной мощности
$n_{x\ per}$	– частота вращения холостого хода на регуляторе
$n_{x\ min}$	– минимальная частота вращения холостого хода на регуляторе
$n_{x\ max}$	– максимальная частота вращения холостого хода
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_z – максимальное давление рабочего тела в цилиндре двигателя
 p_e – среднее эффективное давление рабочего тела
 p_i – среднее индикаторное давление рабочего тела
 ρ – степень предварительного расширения; плотность воздуха
 Q_1 – теплота, подведенная в цикле
 Q_2 – теплота, отведенная холодному источнику
 R – универсальная газовая постоянная
 T_r – температура остаточных газов
 T_0 – температура окружающей среды; температура заряда перед впускными органами
 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 объем цилиндра
 V_a – полный объем рабочего тела в конце такта впуска
 α – угол поворота коленчатого вала двигателя, отсчитываемый от ВМТ; коэффициент избытка воздуха
 β_0 – теоретический коэффициент молекулярного изменения
 β – действительный коэффициент молекулярного изменения
 γ_r – коэффициент остаточных газов
 ρ_T – удельный вес топлива
 ρ_v – удельный вес воздуха
 ρ_k – плотность заряда на впуске при наддуве
 η_v – коэффициент наполнения
 η_M – механический КПД двигателя
 $\rho_{\text{доз}}$ – коэффициент дозарядки
 η_o – относительный КПД
 η_t – термический КПД
 η_i – индикаторный КПД
 η_e – эффективный КПД
 θ – угол опережения зажигания, впрыска топлива
 $V_a / V_c = \varepsilon$ – степень сжатия
 $V_z / V_c = \rho$ – степень предварительного расширения
 $V_b / V_z = \delta$ – степень последующего расширения
 $p_b / p_a = \sigma$ – степень понижения давления
 $\lambda = r / l$ – отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна $l_{\text{ш}}$
 $p_z / p_c = \lambda$ – степень повышения давления
 μ_T – кажущаяся (условная) молекулярная масса топлива

μC_p – мольная теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении
 μC_v – мольная теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме
 $\mu C_p / \mu C_v = k$ – показатель адиабаты
 τ – тактность двигателя (равен 4 для четырехтактных двигателей и 2 – для двухтактных ДВС);
 ξ – коэффициент активного тепловыделения
 P_r – сила давления газов на поршень
 $F_{\text{П}}$ – площадь поршня
 P_j – сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс
 P_{j1} – сила инерции первого порядка
 P_{j2} – сила инерции второго порядка
 P_c – сила инерции вращающихся масс
 T – тангенциальная сила
 Z – центростремительная сила
 $R_{\text{ш}}$ – суммарная сила, нагружающая шатунную шейку
 N – боковая сила
 ε – угловое ускорение
 I_g – момент инерции движущихся масс двигателя
 I_M – момент инерции маховика
 D – диаметр поршня
 $L_{\text{изб}}$ – избыточная работа силы T
 ω – угловая скорость
 m_n – масса поршня
 m_1 – масса возвратно-поступательно движущихся частей
 m_2 – масса неуравновешенных вращающихся частей

ЧИСЛЕННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ КОНСТАНТ ПРИ РАСЧЕТЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС

Обозначение константы	Наименование константы и ее размерность	Численное значение константы
μ_B	Молекулярная масса воздуха	28,97
μ_T	Кажущаяся молекулярная масса топлива	Бензин – 110–120 ДТ – 180–200
H_u	Низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг (кДж/кг)	Бензин – 44,0 (44000) ДТ – 42,5 (42500)
μC_v	Мольная теплоемкость воздуха, Дж/(кмольК)	20758 (при нормальных условиях)
ρ	Плотность воздуха (сухого), кг/м ³	1,293 (при нормальных условиях)
$k_B = \frac{C_p}{C_v} = \frac{\mu C_p}{\mu C_v}$	Отношение теплоемкостей 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).

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов, Н. А. Ивашенко [и др.]; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – Москва : Машиностроение, 1983. – 372 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей / под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – Москва : Машиностроение, 1995. – 456 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания : в 3 кн. Кн.1. Теория рабочих процессов : учебник для вузов / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян [и др.]; под ред. В. Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Высшая школа, 2005. – 479 с.
4. Звонов, В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. А. Звонов. – Москва: Машиностроение, 1981. – 160 с.
5. Марков, В. А. Токсичность отработавших газов дизелей / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 376 с.
6. Николаенко, А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А. В. Николаенко. – Москва : Колос, 1992. – 414 с.
7. Тракторные дизели : справочник / Б. А. Взоров [и др.]; под общ. ред. Б. А. Взорова. – Москва : Машиностроение, 1981. – 535 с.
8. BOSH. Системы управления дизельными двигателями / пер. с нем. – Москва : ЗАО «КЖИ За рулем», 2004. – 326 с.
9. BOSH. Системы управления бензиновыми двигателями / пер. с нем. – Москва : ЗАО «КЖИ За рулем», 2005. – 343 с.
10. Хитрюк, В. А. Практикум по автотракторным двигателям / В. А. Хитрюк, Е. С. Цехов. – Минск : «Ураджай», 1989. – 143 с.
11. Теория двигателей внутреннего сгорания / под. ред. Н. Х. Дьяченко. – Москва : Машиностроение, 1974 г. – 552 с.
12. Юдаев, Б. Н. Техническая термодинамика. Теплопередача / Б. Н. Юдаев. – Москва : Высшая школа, 1988. – 479 с.
13. Сегаль, В. Ф. Динамический расчет двигателей внутреннего сгорания / В. Ф. Сегаль. – Москва : Машиностроение, 1974 г. – 246 с.

14. Ленин, И. М. Системы топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей / И. М. Ленин [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1976 г. – 286 с.

15. Белов, П. М. Двигатели армейских машин / П. М. Белов [и др.]. – [Б. м.] : « Военное издательство Министерства обороны СССР» 1971, 1972. Ч. 1 – 510 с ; ч. 2 – 564 с.

16. Попык, К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К. Г. Попык. – Москва : Высшая школа, 1970. – 326 с.

17. Архангельский, В. М. Автомобильные двигатели / В. М. Архангельский [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1977. – 590 с.

18. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин [и др.]. – Москва : Высшая школа, 1971. – 334 с.

Учебное издание

**ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА
ТРАКТОРНЫХ И АВТОМОБИЛЬНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ**

Пособие

Составители:

Шабуня Николай Григорьевич,
Тарасенко Виктор Евгеньевич,
Варфоломеева Татьяна Алексеевна

Ответственный за выпуск *Ю. Д. Карпиевич*
Редактор *В. А. Гошко*
Компьютерная верстка *В. А. Гошко*

Подписано в печать 24.06.2013 г. Формат 60×84¹/₈.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 11,16. Уч.-изд. л. 8,72. Тираж 200 экз. Заказ 539.

Издатель и полиграфическое исполнение: учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
ЛИ № 02330/0552984 от 14.04.2010.
ЛП № 02330/0552743 от 02.02.2010.
Пр. Независимости, 99–2, 220023, Минск.