

Министерство образования Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

---

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

Г.М. Кухарёнок  
И.К. Русецкий  
М.П. Ивандиков

## АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Методическое пособие  
для студентов заочной формы обучения  
специальностей 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация  
автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис»

Минск  
БНТУ  
2010

---

УДК 621.431.73(075.4)

ББК 39.359я7

К 95

Рецензенты:

*Л.А. Молибошко, А.С. Климук*

**Кухарёнок, Г.М.**

К 95      Автомобильные двигатели: методическое пособие для студентов заочной формы обучения специальностей 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис» / Г.М. Кухарёнок, И.К. Русецкий, М.П. Ивандиков. – Минск: БНТУ, 2010. – 83 с.

ISBN 978-985-525-439-4.

В методическом пособии изложены учебные материалы по трем разделам дисциплины «Автомобильные двигатели»: «Теория рабочих процессов», «Системы питания» и «Конструкция и расчет автомобильных двигателей». Даны методические указания по их изучению, приведено содержание и требования к выполнению курсовой работы.

УДК 621.431.73(075.4)

ББК 39.359я7

ISBN 978-985-525-439-4

© Кухарёнок Г.М., Русецкий И.К.,  
Ивандиков М.П., 2010

© БНТУ, 2010

---

## Предисловие

Дисциплина «Автомобильные двигатели» рассчитана на студентов, специализирующихся в области технической эксплуатации транспортных средств и их ремонта. Не являясь профилирующей, она формирует инженерный уровень специалиста.

Студенты-заочники специальностей 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей» и 1-37 01 07 «Автосервис» эту дисциплину изучают на 4-м курсе. Объем планируемой работы с преподавателем – 44 ч, самостоятельной – 106 ч. Работа над дисциплиной включает изучение теоретических вопросов, выполнение лабораторных и практических работ, курсовой работы. Контроль знаний студентов осуществляется путем опроса на лабораторных и практических занятиях, при защите курсовой работы, а также на экзамене.

В первой части дисциплины «Теория рабочих процессов двигателей» рассматриваются теоретические основы работы двигателей. Эта часть имеет целью дать студентам систему знаний о факторах, формирующих энергетические, экономические, экологические, эксплуатационные и другие показатели, во многом определяющие технические и производственные показатели работы подвижного состава автотранспорта.

Во второй части «Системы питания двигателей» дается описание топливных систем бензиновых, газовых и дизельных двигателей.

В третьей «Конструкция и расчет автомобильных двигателей» излагаются кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма, принципы конструирования и расчета элементов и систем двигателей. Эта часть раскрывает студентам понятия о факторах, определяющих надежность, долговечность и безотказность, массогабаритные и производственные показатели силовых агрегатов автомобилей, а также технологические свойства ремонтпригодности.

Самостоятельная работа студентов должна начинаться с ознакомления с вопросами по дисциплине «Автомобильные двигатели». Далее изучается содержание дисциплины по материалам, приведенным в пособии, и по дополнительной литературе. В основу подготовки следует положить учебники, указанные в списке литературы. При изучении дисциплины следует работать систематически, без длительных перерывов, равномерно распределив изучаемый материал на весь период подготовки.

Целесообразно вести краткий конспект, в котором необходимо записывать лишь наиболее важное, позволяющее получить при чтении исчерпывающий ответ по содержанию изучаемого раздела дисциплины.

Заключительным этапом работы по изучению дисциплины «Автомобильные двигатели» является выполнение курсовой работы.

Отдельные главы методического пособия написали: Г.М. Кухарёнок – «Теория рабочих процессов»; И.К. Русецкий – «Конструкция и расчет автомобильных двигателей» и методические указания к выполнению курсовой работы; М.П. Ивандиков – «Системы питания».

## ГЛАВА 1. ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ

Необходимо знать, что на ближайшие десятилетия основным источником энергии для автомобилей останутся поршневые двигатели внутреннего сгорания. Их развитие идет по пути повышения экономичности, надежности и долговечности, снижения металлоемкости и токсичности. В настоящее время проведена дизелизация автомобильного парка. Для дизелей широкое распространение получает турбонаддув и системы топливоподачи с электронным управлением. Для бензиновых двигателей – работа на обедненных смесях с применением систем впрыска топлива. Наряду с развитием поршневых проводятся работы по созданию новых типов двигателей: Стерлинга, роторных, Баландина и др.

Основные эксплуатационные требования к автомобильным двигателям сводятся к обеспечению максимальной производительности автомобиля при минимальной стоимости выполняемых ими работ и обеспечении условий экологичности, надежности и безопасности. Эти общие требования достигаются следующим:

1. Развитием двигателей необходимой мощности при различных скоростных и нагрузочных режимах автомобиля или трактора, возможностью повышения мощности без серьезных конструктивных изменений, обладанием хорошей приемистостью при трогании с места или изменении режима работы.

2. Обеспечением требуемых экологических показателей.

3. Уменьшением габаритных размеров двигателя и снижением его доли по габаритам и массе в конечном изделии.

4. Максимальной возможной экономичностью работы двигателя на всех режимах работы по топливу и маслу (снижением расхода масла на угар).

5. Упрощением конструкции двигателя, что благоприятно сказывается на условиях выпуска, последующих технических обслуживания и ремонтах в условиях эксплуатации.

6. Снижением производственной стоимости, которая достигается за счет обеспечения высокой технологичности изготовления деталей и применением полноценных заменителей металла.

7. Обеспечением высокой надежности и долговечности в условиях эксплуатации.

8. Максимальным целесообразным уравниванием двигателя и обеспечением необходимой неравномерности крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала.

Надо обратить внимание на усвоение основных понятий и определений, применяемых для двигателей внутреннего сгорания (ДВС), таких, как мертвые точки, ход поршня, характерные объемы, степень сжатия, рабочий цикл, такты, рабочее тело.

## **1.1. Циклы двигателей внутреннего сгорания**

*Циклом* теплового двигателя называется круговой термодинамический процесс, в котором теплота превращается в работу.

Непрерывное преобразование теплоты в механическую работу возможно только путем кругового изменения параметров состояния рабочего тела, т.е. при совершении цикла, в котором работа расширения превышает энергию, затраченную на сжатие.

В теории рабочих процессов ДВС в зависимости от принятых исходных условий и целевого назначения исследования рассматривают два типа циклов: идеальный и действительный.

С точки зрения осуществляемого в рабочем цилиндре идеального цикла, двигатели разделяются на три группы:

- для двигателей с искровым зажиганием идеальной моделью служит цикл с подводом теплоты при постоянном объеме;
- для компрессорных дизелей – при постоянном давлении;
- для современных автотракторных дизелей – со смешанным подводом теплоты.

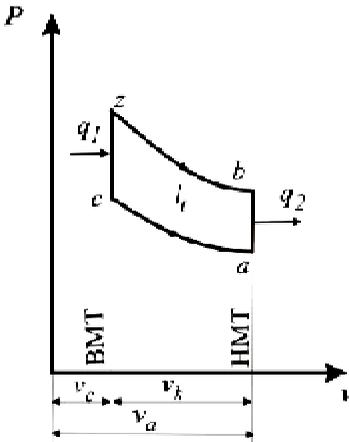
Во всех циклах отвод теплоты производится при постоянном давлении.

### ***1.1.1. Идеальные циклы***

*Идеальный цикл* – замкнутый и обратимый цикл, в котором сжатие и расширение рабочего тела адиабатные, теплоемкость рабочего тела постоянна и не зависит от температуры, химический состав и объем рабочего тела не меняются, процессы мгновенного подвода и отвода теплоты заменяют процессы сгорания и газообмена. В этом цикле нет других потерь теплоты, кроме неизбежной теплоотдачи холодному телу. Смысл исследования идеальных циклов состоит в

том, что путем сравнительного анализа с действительным циклом можно получить практически ценные выводы.

**Цикл с подводом теплоты при  $V = const$**  в системах координат  $P-V$  показан на рис. 1.1. Цикл состоит из следующих процессов:  $a-c$  – адиабатическое сжатие рабочего тела,  $c-z$  – подвод теплоты  $q_1$  при постоянном объеме (по изохоре),  $z-b$  – адиабатическое расширение рабочего тела,  $b-a$  – отвод теплоты  $q_2$  при постоянном объеме (по изохоре).



Параметры цикла:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \text{ – степень сжатия;}$$

$V_a$  – полный объем цилиндра;

$V_c$  – объем камеры сжатия;

$V_a$  – рабочий объем цилиндра;

$$\lambda_p = \frac{P_z}{P_c} \text{ – степень повышения дав-}$$

ления;

$l_t$  – работа цикла.

Рис. 1.1. Идеальный цикл с подводом теплоты при  $V = const$

Экономичность любого цикла оценивается величиной термодинамического КПД цикла, а эффективность его работы определяется удельной работой цикла – средним давлением цикла. Оно представляет собой работу цикла, приходящуюся на единицу рабочего объема. Чем больше удельная работа, тем меньше размеры цилиндра поршневого двигателя для получения требуемой мощности.

*Термодинамический КПД цикла* – отношение количества теплоты, преобразованной в полезную работу, к количеству теплоты, подведенной к рабочему телу:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

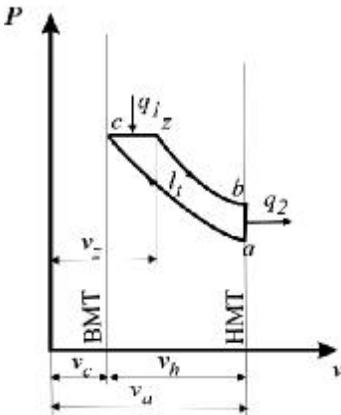
После преобразований уравнение для рассматриваемого цикла имеет вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}},$$

где  $k$  – показатель адиабаты.

Анализ данного выражения показывает, что экономичность цикла с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  зависит только от показателя адиабаты и степени сжатия, повышаясь с их увеличением. Степень сжатия бензиновых двигателей с искровым зажиганием (ИЗ) ограничивается возможностью появления детонации и составляет  $\epsilon = 8 \dots 10$ .

**Цикл с подводом теплоты при  $P = \text{const}$**  в системах координат  $P$ – $V$  показан на рис. 1.2. Он состоит из следующих процессов:  $a$ – $c$  – адиабатическое сжатие рабочего тела,  $c$ – $z$  – подвод теплоты  $q_1$  при постоянном давлении (по изобаре),  $z$ – $b$  – адиабатическое расширение рабочего тела,  $b$ – $a$  – отвод теплоты  $q_2$  при постоянном объеме (по изохоре).



Параметры цикла:

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} \text{ – степень сжатия;}$$

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} \text{ – степень предварительного расширения.}$$

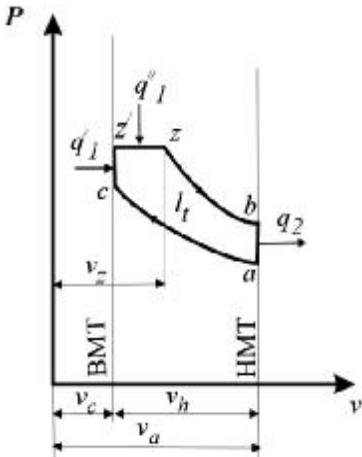
Рис. 1.2. Идеальный цикл с подводом теплоты при  $P = \text{const}$

Термодинамический КПД цикла определяется по следующей зависимости:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \cdot \epsilon^{k-1} (\rho - 1)}.$$

Анализ данного выражения показывает, что КПД цикла возрастает с повышением степени сжатия  $\varepsilon$  и уменьшается с увеличением степени предварительного расширения  $\rho$ , кроме того на его величину оказывает влияние показатель адиабаты  $k$ . При одинаковых количествах подводимой теплоты этот цикл допускает наибольшую степень сжатия.

**Цикл со смешанным подводом теплоты при  $V = \text{const}$  и  $P = \text{const}$**  показан в системе координат  $P$ – $V$  на рис. 1.3. Он состоит из следующих процессов:  $a$ – $c$  – адиабатическое сжатие рабочего тела,  $c$ – $z$  – подвод теплоты  $q_1'$  при постоянном объеме (по изохоре),  $z$ – $z'$  – подвод теплоты  $q_1''$  при постоянном давлении (по изобаре)  $z'$ – $b$  – адиабатическое расширение рабочего тела,  $b$ – $a$  – отвод теплоты  $q_2$  при постоянном объеме (по изохоре).



Параметры цикла:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \text{ — степень сжатия;}$$

$$\lambda_p = \frac{P_{z'}}{P_c} \text{ — степень повышения да-}$$

вления;

$$\rho = \frac{V_z}{V_{z'}} \text{ — степень предварительного расширения.}$$

Рис. 1.3. Идеальный цикл со смешанным подводом теплоты при  $V = \text{const}$  и  $P = \text{const}$

Формула термодинамического КПД для данного цикла:

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

Из данного выражения видно, что  $\eta_t$  цикла возрастает с увеличением  $\epsilon$  и зависит от  $\rho$  и  $\lambda_p$ . Анализ формулы показывает, что  $\eta_t$  достигает своего максимума при  $\rho = 1$ , т.е. когда рассматриваемый цикл превращается в цикл  $V = \text{const}$ . При  $I_p = 1$  цикл превращается в цикл  $P = \text{const}$  и термодинамический КПД имеет свое минимальное значение (при неизменной степени сжатия). Из вышесказанного можно сделать заключение о том, что снижение  $\rho$  повышает  $\eta_t$ , однако при любых значениях  $\rho$  повышение  $\lambda_p$  приводит к возрастанию  $\eta_t$ . При уменьшении показателя  $\rho$  и неизменном  $\lambda_p$  увеличивается КПД, но одновременно с этим уменьшается полезная работа, получаемая с единицы рабочего объема. Чрезмерное уменьшение степени предварительного расширения  $\rho$  приводит к общему снижению экономичности двигателя.

КПД смешанного цикла имеет промежуточное значение по отношению к циклам с подводом теплоты при постоянном объеме и давлении.

При одинаковых количествах подводимой теплоты и ограничении максимального давления КПД цикла дизелей выше, чем цикла двигателей с ИЗ. Это связано с тем, что он допускает применение более высоких степеней сжатия при ограниченном максимальном давлении сгорания. Поэтому дизельные двигатели экономичней двигателей с ИЗ. Степень сжатия современных дизелей составляет  $\epsilon = 14 \dots 20$ . Низшие значения  $\epsilon$  в реальных дизелях ограничиваются температурой самовоспламенения топлива и соответственно условиями его надежного пуска.

### ***1.1.2. Действительные циклы двигателей***

Совокупность периодически повторяющихся в цилиндре реального двигателя тепловых, химических и газодинамических процессов, в результате осуществления которых термохимическая энергия топлива преобразуется в механическую работу, называется *действительным циклом двигателя*.

Действительные процессы в ДВС значительно отличаются от процессов, составляющих идеальный цикл. Отличия, главным образом, обусловлены тем, что в реальном двигателе невозможно выполнить те условия и ограничения, которые характеризуют этот цикл. Напри-

мер, в действительном цикле имеют место физические и химические изменения состава и количества рабочего тела; в каждом цикле происходит смена рабочего тела, т.е. действительный цикл является разомкнутым. Подвод теплоты осуществляется не извне, а в результате протекания экзотермических химических реакций в самом рабочем теле, причем этот процесс протекает не мгновенно, а имеет некую продолжительность, которая, в свою очередь, зависит от ряда факторов. Некоторыми из таких факторов являются химический состав горючей смеси и теплообмен между рабочим телом и окружающими его деталями. Кроме того, часть теплоты газов теряется, переходя в систему охлаждения и в окружающую среду, поэтому процессы сжатия и расширения являются политропическими, а не адиабатическими. Теплоотдача имеет место и в процессе сгорания (теплота не только сообщается газам, но и отводится от них в стенки цилиндра). В результате этих факторов теплоемкость рабочего тела меняется, и процесс сообщения теплоты осуществляется не мгновенно, а с определенной скоростью.

Сложность протекания самих процессов и большое количество факторов, влияющих на осуществление действительного цикла, в значительной мере затрудняют изучение тех закономерностей, по которым происходят процессы в реальном двигателе.

#### *1.1.2.1. Действительные циклы четырёхтактных двигателей*

Действительные циклы двигателей графически изображаются в координатах давление-объем ( $P-V$ ), или в координатах давление-угол поворота коленчатого вала ( $P-\varphi$ ). Такие графические зависимости давления от указанных параметров называют *индикаторными диаграммами*. Если в качестве независимой переменной принимается объем рабочей полости цилиндра  $V$ , то индикаторная диаграмма носит название *свернутой*, а если угол поворота  $\varphi$  коленчатого вала – *развернутой*.

По свернутым индикаторным диаграммам (рис. 1.4) удобно проводить термодинамический анализ (определять индикаторную работу, температуру процессов сжатия и расширения, тепловыделение и т.д.).

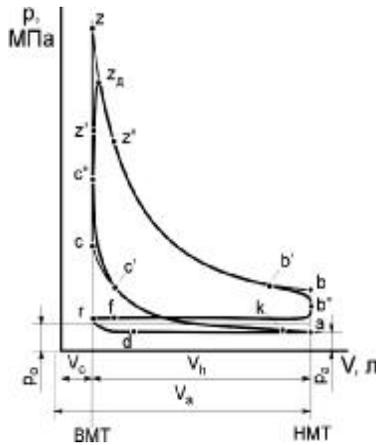


Рис. 1.4. Свернутая индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с ИЗ: ВМТ – верхняя мертвая точка (крайнее верхнее положение поршня); НМТ – нижняя мертвая точка (крайнее нижнее положение поршня);  $V_h$  – рабочий объем цилиндра;  $V_c$  – объем камеры сжатия;  $V_a$  – полный объем цилиндра;  $P_0$  – атмосферное давление

Индикаторную диаграмму при испытаниях двигателей чаще всего записывают в координатах  $P$ – $\varphi$ , при необходимости с помощью графических или аналитических методов она может быть перестроена в координаты  $P$ – $V$ . Развернутая индикаторная диаграмма, характеризующая действительный рабочий цикл четырехтактного двигателя с ИЗ, представлена на рис. 1.5.

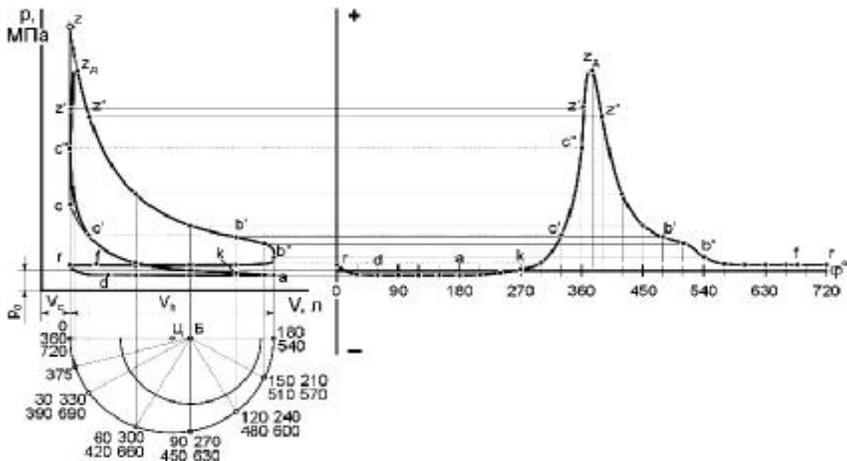


Рис. 1.5. Развернутая индикаторная диаграмма двигателя с ИЗ

По развернутым диаграммам удобно анализировать протекание процесса сгорания с оценкой его динамичности и продолжительности.

Наряду с экспериментальными индикаторные диаграммы могут быть построены на основании теплового расчета или получены путем моделирования рабочего процесса.

Действительный цикл четырехтактного двигателя совершается за 2 оборота коленчатого вала. Для двигателей с ИЗ и внешним смесобразованием он включает следующие процессы (см. рис. 1.4):

– *впуск свежего заряда* ( $f-r-d-a-k$ ). В период впуска свежего заряда поршень движется от ВМТ к НМТ, и освобождаемый им объем заполняется свежим зарядом. Этот заряд представляет собой смесь топлива и воздуха;

– *сжатие* ( $a-k-c'$ );

– *момент подачи искры на электроды свечи (точка  $c'$ )*;

– *горение* ( $c'-c''-z'-z_{д}-z''$ );

– *рабочий ход* ( $z_{д}-z''-b'-b''$ ). В течение этого хода происходит расширение продуктов сгорания и преобразование тепловой энергии в механическую работу;

– *выпуск отработавших газов* ( $b'-b''-f-r-d$ ). При выпуске отработавших газов рабочая полость цилиндра двигателя очищается за счет их свободного истечения ( $b'-b''$ ) и принудительного вытеснения поршнем при его движении от НМТ до ВМТ.

Из приведенного рис. 1.4 видно, что границы реальных процессов не совпадают с мертвыми точками, как это происходит в идеальном цикле.

Свернутая (рис. 1.6) индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля со свободным впуском (без наддува) имеет следующий вид.

При открытии впускного клапана (на участке  $f-r-d-a-k$ ) в цилиндр поступает воздух, а затем происходит его политропное сжатие (после закрытия впускного клапана) на участке  $k-c$ . Точка  $c'$  соответствует моменту начала впрыскивания топлива в камеру сгорания. Далее происходит перемешивание распыленного топлива с воздухом, его испарение, химические преобразования и воспламенение за счет высокой температуры сжатия. Сгорание топлива сопровождается резким повышением давления и температуры (участок  $c'-c''-z'$ ), на участке  $z'-z$  происходит дальнейшее повышение температуры при незначительном повышении давления. Протекание процесса сгорания существенно зависит от степени сжатия, фи-

зико-химических свойств топлива, способа топливоподачи, формы камеры сгорания, интенсивности завихрения топливно-воздушного заряда и других факторов.

После сгорания происходит процесс политропного расширения. В точке  $b'$  (начало открытия выпускного клапана) газы начинают удаляться из цилиндра двигателя. Выпуск отработавших газов заканчивается в точке  $f$ , т.е. он занимает часть процесса впуска. На участке  $f-r-d$  (оба клапана открыты) происходит продувка цилиндра.

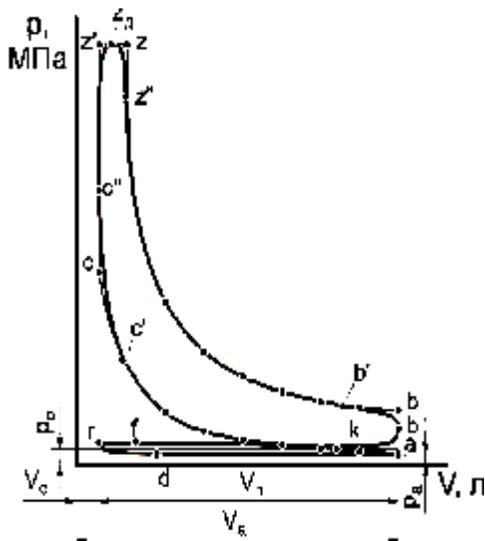


Рис. 1.6. Свернутая индикаторная диаграмма дизельного двигателя

Геометрическая степень сжатия, представляет собой отношение полного объема цилиндра  $V_a$  к объему камеры сжатия:

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

где  $V_h$  — рабочий объем цилиндра.

Для оценки параметров цикла в некоторых случаях используют действительную степень сжатия  $\varepsilon_d$ , которая меньше геометрической, что обусловлено запаздыванием закрытия впускного клапана после ВМТ, и определяется выражением

$$\varepsilon_d = \frac{V_c + V_h^k}{V_c},$$

где  $V_h^k$  – рабочий объем цилиндра при положении поршня в момент закрытия впускного клапана (точка  $k$ ).

### *1.1.2.2. Действительные циклы двухтактных двигателей*

Двухтактные двигатели большой мощности достаточно широко применяются в качестве судовых и тепловозных энергетических установок, причем предпочтение отдается низкооборотным двигателям. Применение высокооборотных двухтактных двигателей ограничено ухудшением процессов газообмена, повышением теплонапряженности и снижением надежности при увеличении быстроходности.

Основные процессы двухтактных двигателей – сжатие воздушного заряда в дизельном или топливоздушном смеси в двигателе с ИЗ, смеобразование и сгорание – аналогичны четырехтактным двигателям.

Основное отличие рабочего цикла двухтактного двигателя от четырехтактного заключается в том, что в первом нет специальных ходов поршня для осуществления процессов газообмена. Имеется только два основных такта – сжатие и рабочий ход, которые происходят за один оборот коленчатого вала. Очистка цилиндров от отработавших газов и его наполнение свежим зарядом происходят в конце процесса расширения и в начале сжатия. В этом случае очистка и наполнение совершаются принудительно свежим зарядом, предварительно сжатым до определенного давления.

Рассмотрим принцип работы двухтактного двигателя с кривошипно-камерной схемой продувки (рис. 1.7). Цилиндр данного двигателя имеет два окна: выпускное 1 и продувочное 2, которые открываются верхней частью поршня, и впускное окно, открываемое юбкой поршня. Окно 2 сообщается с внутренней полостью цилиндра, а окно 1 – с кривошипной камерой.

Поршень при движении от ВМТ к НМТ (не доходя до НМТ) верхней своей частью начинает открывать выпускное окно 1 (точка  $b'$ ) и давление газов снижается за счет их истечения из цилиндра под избыточным давлением (линия  $b'-f$ ). Дальнейшее перемещение поршня к НМТ ведет к открытию продувочного окна (точка  $f$ ), и горячая смесь,

ранее поступившая в кривошипную камеру через впускное окно (при движении поршня от НМТ к ВМТ на такте сжатия), под небольшим избыточным давлением начинает поступать в цилиндр двигателя.

Процессы газообмена в двухтактных двигателях осуществляются в конце расширения и начале сжатия, часть рабочего объема  $V_{\pi}$  оказывается потерянной для основных процессов. Поэтому различают геометрический (полный  $V_h$ ) и действительный  $V'_h$  рабочие объемы, которые связаны между собой уравнением

$$V'_h = V_h - V_{\pi}.$$

Соответственно с этим в двухтактных двигателях различают две степени сжатия:

геометрическую  $\epsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c},$

действительную  $\epsilon_d = \frac{V'_h + V_c}{V_c}.$

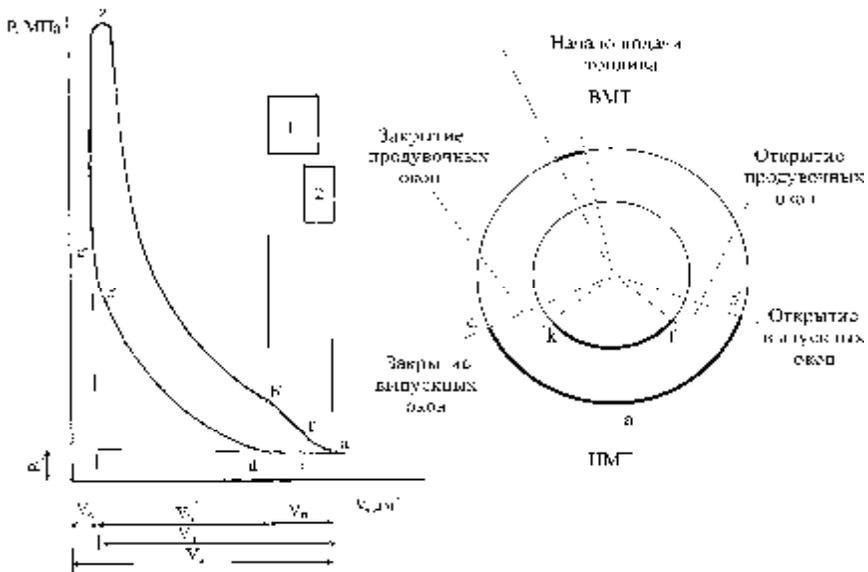


Рис. 1.7. Свернутая индикаторная диаграмма двухтактного двигателя:

1 – выпускное окно; 2 – продувочное окно

Если обозначить через  $\psi_{\text{п}} = \frac{V_{\text{п}}}{V_h}$  долю потерянного объема, то связь между геометрической и действительной степенью сжатия можно выразить следующим образом:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V'_h + V_c + V_{\text{п}}}{V_c} = \varepsilon_d + \frac{V_{\text{п}}}{V_c} = \varepsilon_d + \frac{\psi_{\text{п}} \cdot V_h}{V_c} = \\ &= \varepsilon_d + \frac{\psi_{\text{п}} V_h + \psi_{\text{п}} V_c - \psi_{\text{п}} V_c}{V_c} = \varepsilon_d + \varepsilon \psi_{\text{п}} - \psi_{\text{п}}, \end{aligned}$$

откуда  $\varepsilon_d = \varepsilon(1 - \psi_{\text{п}}) + \psi_{\text{п}}$  или  $\varepsilon = \frac{\varepsilon_d - \psi_{\text{п}}}{1 - \psi_{\text{п}}}$ .

В сведениях о двухтактных двигателях обычно приводится геометрическая степень сжатия, а в формулы теплового расчета двигателя следует подставлять действительную степень сжатия.

Величина  $\psi_{\text{п}}$  зависит от схемы продувки и колеблется в пределах от 0,15 до 0,30.

## 1.2. Топливо и реакции его окисления

### 1.2.1. Топливо

В ДВС происходит горение топливовоздушной смеси в результате окисления топлива кислородом воздуха.

Теплота, выделяющаяся вследствие термохимического окисления топлива, идет на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы. В процессе сгорания рабочее тело (газы) подвергается качественным и количественным изменениям. Для расчета процесса сгорания необходимо определить количество, состав и теплоемкости газов, находящихся в цилиндре двигателя до и после сгорания.

В автотракторных двигателях применяют в основном жидкие и газообразные топлива, полученные в результате переработки нефти. Применяемые топлива представляют собой смесь различных углеводородов. Содержание отдельных химических элементов в топливе характеризует его элементарный состав, который для жидкого топлива

задают массовыми долями углерода С и водорода Н, содержащихся в 1 кг топлива (табл. 1.1). При использовании кислородосодержащих топлив в элементарном составе учитывают кислород О.

Т а б л и ц а 1.1

### Элементарный состав топлива по массе

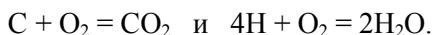
Топливо	Элементарный состав, кг			Низшая теплота сгорания $H_u$ , кДЖ/кг
	С	Н	О	
Бензин	0,85	0,15	–	43 500–44 500
Дизельное топливо	0,856	0,136	0,008	41 500–42 500

#### 1.2.2. Реакции окисления топлив

В этом разделе необходимо изучить химические реакции, протекающие при полном окислении жидкого топлива.

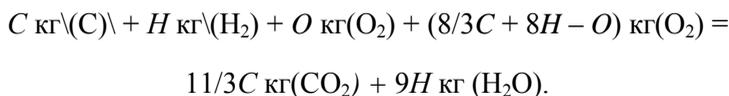
Как показывает практика приема экзаменов, студенты недостаточно хорошо умеют изложить содержание этого вопроса. В связи с этим рекомендуется следующий порядок изложения материала.

Записать реакции окисления углерода и водорода:



При дальнейшем рассмотрении вопроса ограничиться расчетом исходных и конечных продуктов реакции в массовых единицах.

Например, реакцию сгорания одного килограмма жидкого топлива, содержащего  $C$  кг углерода,  $H$  кг водорода и  $O$  кг кислорода, достаточно представить в виде



#### 1.2.3. Коэффициент избытка воздуха

Из рассмотренных уравнений сгорания отдельных составляющих элементов топлива, нетрудно определить минимальное количество кислорода, необходимого для полного сгорания, которое называется стехиометрическим.

Стехиометрическое количество кислорода для сгорания 1 кг топлива:

$$l'_o = \left( \frac{8}{3}C + 8H - O \right) \frac{\text{кг кислорода}}{\text{кг топлива}}.$$

Так как в воздухе содержится по массе 23 % кислорода и 77 % азота, то минимальное количество воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания 1 кг топлива, составит:

$$l'_o = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3}C + 8H - O \right) \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}.$$

Оно называется также стехиометрическим количеством воздуха. Для бензина  $l_o = 14,8 \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}$ , для дизельного топлива

$$l_o = 14,4 \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}.$$

При необходимости проведения расчетов в молях теоретически необходимое количество воздуха

$$L_0 = \frac{l_o}{\mu_B}, \frac{\text{кмоль воздуха}}{\text{кг топлива}},$$

где  $\mu_B$  – молекулярная масса воздуха ( $\mu_B = 28,97$  кг/кмоль).

Действительное количество воздуха, участвующее в сгорании, обычно не равно теоретически необходимому (стехиометрическому), и характеризуется коэффициентом избытка воздуха.

*Коэффициент избытка воздуха* – это отношение действительного количества воздуха, участвующего в процессе сгорания 1 кг топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха для полного сгорания топлива:

$$\alpha = \frac{l}{l_o} = \frac{L}{L_0}.$$

При  $\alpha = 1$  состав смеси называют нормальным или стехиометрическим, полное сгорание топлива в этом случае возможно лишь при

идеальном его смешении с воздухом. В реальных условиях полное сгорание топлива в двигателе может быть достигнуто при  $\alpha > 1$ .

Смесь, характеризующую  $\alpha > 1$ , т.е. количество воздуха больше теоретически необходимого для полного сгорания топлива, называют *бедной*; при  $\alpha < 1$ , т.е. количество воздуха меньше необходимого для полного сгорания топлива – *богатой* (топливом).

Далее необходимо изучить понятия «**горючая смесь**», «**продукты сгорания**», «**коэффициент молекулярного изменения**».

Разобраться с величинами и способами определения теплоты сгорания топлив, теплоемкости воздуха и продуктов сгорания.

### 1.3. Процессы газообмена

Для осуществления рабочего процесса в реальных двигателях необходимо периодически за каждый цикл удалять из цилиндров образующиеся продукты сгорания и вводить в них свежий заряд. Совокупность процессов, связанных с очисткой цилиндров двигателей от продуктов сгорания и заполнением их свежим зарядом, называют *процессом газообмена*.

Процессы газообмена представляют собой сложные газодинамические явления. Они связаны с неустановившимися движениями газовых потоков, осуществляются при переменных проходных сечениях органов газораспределения, при непрерывном изменении давления и температуры рабочего тела.

#### 1.3.1. Организация процесса газообмена

**Процесс выпуска.** В конце рабочего хода (рис. 1.8), когда поршень не дошел до НМТ, открывается выпускной клапан (точка  $b'$ ). Давление в цилиндре двигателя в этот момент значительно выше, чем в выпускном коллекторе, поэтому отработавшие газы устремляются в коллектор. При этом, несмотря на то, что поршень на участке  $b'-b$  движется к НМТ вследствие избыточного давления, цилиндр успевает покинуть значительная часть отработавших газов. По мере уменьшения массы газа падает и давление в цилиндре. В точке  $b''$  давление газов в цилиндре и выпускном коллекторе выравнивается. Свободное истечение газов под действием избыточного давления прекращается. В процессе свободного выпуска (участок  $b'-b''$ ) цилиндр двигателя покидает более 50 % массы рабочего тела.

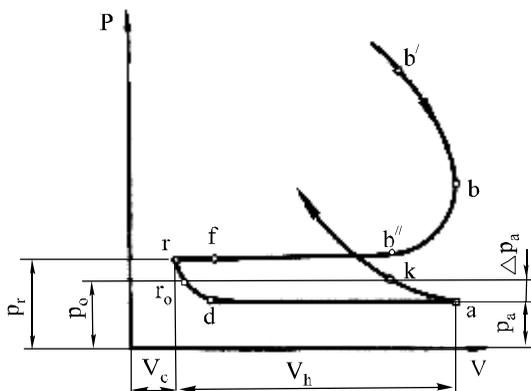


Рис. 1.8. Диаграмма процесса газообмена четырехтактного двигателя

При окончании свободного выпуска поршень движется в направлении от НМТ к ВМТ и начинается фаза принудительного удаления продуктов сгорания из цилиндра. Процесс принудительного выпуска отработавших газов длится до тех пор, пока поршень не достигнет ВМТ, при этом из цилиндра удаляется 95–98 % массы газов. Выпускной клапан закрывается в точке  $d$  после НМТ.

Предварительное открытие выпускного клапана до НМТ способствует более эффективной очистке цилиндра и уменьшает затраты энергии на удаление продуктов сгорания. Запаздывание закрытия выпускного клапана после ВМТ (за счет использования инерции выходящих из цилиндра остаточных газов и продувки камеры сгорания поступающим в цилиндр свежим зарядом) обеспечивает дополнительное удаление остаточных газов при продувке камеры сгорания.

В течение процесса выпуска давление газов в цилиндре изменяется, но при проведении расчетов для двигателей без наддува его обычно принимают постоянным и равным

$$p_r = (0,103-0,12) \text{ МПа.}$$

Величина давления выпуска зависит от конструкции выпускной системы, нагрузки, частоты вращения и других параметров.

Температура отработавших газов находится в пределах:

- для бензиновых ДВС  $T_r = 900 \dots 1100 \text{ К}$ ;
- для дизелей  $T_r = 600 \dots 800 \text{ К}$ .

Для двигателей с газотурбинным наддувом давление на впуске может быть больше, равно или меньше давления на выпуске, что определяется фазами газораспределения.

**Процесс впуска.** Процесс впуска в двигателях предназначен для наполнения цилиндров свежим зарядом (смесью воздуха с топливом или воздухом). Он хотя и является вспомогательным процессом, но оказывает значительное влияние на мощностные и экономические показатели двигателя.

Процесс впуска (см. рис. 1.8) условно начинается в точке  $f$  и соответствует началу открытия впускного клапана до прихода поршня в ВМТ. Заканчивается впуск при полном закрытии впускного клапана в точке  $k$ , когда поршень прошел НМТ. Таким образом, процесс впуска четырехтактного двигателя условно можно считать состоящим из трех периодов: подготовительного, основного и последующего (дозарядки).

Подготовительный период начинается с момента открытия впускного клапана (точка  $f$ ), т.е. за 10–30 градусов поворота коленчатого вала (град ПКВ) до прихода поршня в ВМТ, и заканчивается в ВМТ. В этот период клапан только начинает открываться, образуя узкую щель, сопротивление которой достаточно велико. Этот период необходим для того, чтобы подготовить клапан к быстрому подъему, т.е. к быстрому увеличению проходного сечения к моменту начала движения поршня после ВМТ. Таким образом, предварительное открытие впускного клапана до прихода поршня в ВМТ создает некоторое проходное сечение, что улучшает наполнение цилиндра, а также используется для продувки цилиндров (двигатель с наддувом), что уменьшает количество остаточных газов и снижает тепловую напряженность деталей цилиндропоршневой группы.

Фактически наполнение цилиндра свежей смесью возможно при движении поршня от ВМТ к НМТ, но в начальный момент (точка  $r$ )  $p_r > p_o$  и в цилиндре расширяются остаточные газы до точки  $r_o$  и только после преодоления аэродинамических сопротивлений в системе впуска в цилиндр начинает поступать свежий заряд (точка  $d$ ).

В течение основного впуска в цилиндр поступает 85–90 % всего свежего заряда.

Дозарядка начинается с момента прохождения поршнем НМТ и оканчивается в момент закрытия впускного клапана (точка  $k$ ), т.е. через 40–60 град ПКВ после НМТ. При запаздывании закрытия впуск-

ного клапана после НМТ используется скоростной напор, инерционные и волновые явления во впускной системе с целью дозарядки цилиндра. При невысоких частотах вращения коленчатого вала двигателя (например, при пуске) инерция движения свежего заряда во впускном коллекторе незначительна, поэтому в период запаздывания закрытия клапана может быть обратный выброс свежего заряда из цилиндра. Таким образом, при различной частоте вращения коленчатого вала в период запаздывания закрытия клапана может быть как дозарядка цилиндра, так и обратный выброс.

Величина дозарядки определяется, прежде всего, фазами газораспределения и скоростью (инерционностью) движения потока смеси через проходное сечение клапанной щели, причем каждому определенному скоростному напору соответствуют свои оптимальные моменты открытия и закрытия впускного клапана.

Чем с большей скоростью движется воздушный поток по впускному коллектору, тем большее время может быть открыт впускной клапан, обеспечивая дозарядку цилиндра.

При правильно подобранных параметрах впускной системы на номинальном скоростном режиме двигателя дозарядка составляет 10–15 %.

В этом разделе надо также изучить вопрос «Организация процесса газообмена в двухтактных двигателях».

### *1.3.2. Показатели процессов газообмена*

В процессе впуска надо изучить показатели, характеризующие его совершенство: давление и температура в конце наполнения ( $P_a$  и  $T_a$ ), коэффициент остаточных газов и коэффициент наполнения  $\eta_v$ .

**Величина потери давления** при впуске пропорциональна квадрату частоты вращения коленчатого вала и обратно пропорциональна площади проходного сечения клапанов. Для четырехтактных двигателей без наддува:

$$\Delta P_a = (0,10 \dots 0,25) P_0,$$

для двигателей с наддувом:

$$\Delta P_a = (0,10 \dots 0,25) P_k,$$

где  $P_0$  – атмосферное давление;

$P_k$  – давление после компрессора.

**Коэффициент остаточных газов.** Для качественного наполнения цилиндров двигателя свежим зарядом необходимо осуществить, возможно, лучшее удаление из него продуктов сгорания. Качество очистки цилиндров от отработавших газов характеризуется коэффициентом остаточных газов  $\gamma_r$ . Коэффициент остаточных газов представляет собой отношение числа молей остаточных газов  $M_r$ , оставшихся в двигателе от предыдущего цикла, к числу молей свежего заряда  $M_1$ , поступившего в цилиндр в процессе впуска.

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

**Температура в конце впуска  $T_a$**  определяется по уравнению баланса теплоты свежего заряда и продуктов сгорания до и после их смешения:

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

Для четырехтактных бензиновых двигателей  $\gamma_r = 0,07 \dots 0,12$ , для дизелей  $\gamma_r = 0,03 \dots 0,06$ . Значения  $T_a$  лежат в пределах  $T_a = 340 \dots 400$  К и  $T_a = 310 \dots 330$  К.

**Коэффициент наполнения.** Основное внимание при изучении процесса впуска надо обратить на коэффициент наполнения. *Коэффициент наполнения* – это отношение действительного количества заряда, поступившего в цилиндр двигателя, к тому количеству заряда, которое могло бы заполнить рабочий объем  $V_h$ , при условиях состояния заряда на впуске. Для двигателя без наддува за параметры состояния заряда на впуске принимаются  $P_0$  и  $T_0$  – давление и температура окружающей среды. Для двигателей с наддувом и двухтактных  $T_k$  и  $P_k$  – состояние заряда после компрессора.

Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \frac{M_1}{M_0},$$

где  $M_0$  – количество свежего заряда, которое могло бы заполнить рабочий объем  $V_h$ , при условиях состояния заряда на впуске;

$M_1$  – действительное количество заряда, поступившего в цилиндр.

При выводе уравнения для определения коэффициента наполнения считаем, что дозарядка цилиндра отсутствует, т.е. впускной клапан открывается в ВМТ и закрывается в НМТ.

Количество молей рабочей смеси в конце впуска:

$$M_a = M_1 + M_r = M_1(1 + \gamma_r),$$

откуда

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

На основании характеристического уравнения

$$p_a V_a = R M_a T_a,$$

получаем

$$M_a = \frac{p_a V_a}{R T_a},$$

тогда

$$M_1 = \frac{p_a V_a}{R T_a} \frac{1}{(1 + \gamma_r)}.$$

Теоретическое количество свежего заряда, которое могло бы поступить в объем  $V_h$  при  $P_0$  и  $T_0$ , будет

$$M_0 = \frac{p_0 V_h}{R T_0}.$$

Подставив значения  $M_1$  и  $M_0$  в формулу для коэффициента наполнения, после преобразований получим в окончательном виде формулу для определения  $\eta_v$ :

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}.$$

Для двигателей с наддувом вместо  $T_0$  и  $P_0$  ставится  $T_k$  и  $P_k$ :

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}.$$

Значения коэффициента наполнения для бензиновых двигателей  $\eta_v = 0,75 \dots 0,85$ , для дизелей без наддува  $\eta_v = 0,80 \dots 0,90$ , с наддувом  $\eta_v = 0,92 \dots 0,98$ .

#### 1.4. Процесс сжатия

Процесс сжатия является политропическим, он осуществляется с переменным показателем политропного процесса по всей линии сжатия и подчиняется уравнению  $PV^{n_1} = \text{const}$ . Надо проанализировать характер изменения показателя политропного процесса сжатия, показать зависимости этого показателя от скоростного режима двигателя, нагрузки, размеров цилиндра и интенсивности охлаждения; отметить, что для упрощения расчета процесса сжатия переменный показатель политропного процесса сжатия заменяют средним постоянным значением. Величина этого показателя для бензиновых двигателей лежит в пределах  $n_1 = 1,30 \dots 1,39$ , для дизелей  $n_1 = 1,38 \dots 1,42$ .

Значения таких параметров, как давление  $P_c$  и температура  $T_c$  конца сжатия определяются на основании уравнения политропического состояния газа:

$$P_a V_a^{n_1} = P_c V_c^{n_1},$$

откуда

$$P_c = P_a \left( \frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1},$$

заменим  $\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon$ , получим

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1}.$$

Давление в конце сжатия в бензиновых двигателях без наддува лежит в пределах  $P_c = 0,7 \dots 2,0$  МПа; в дизелях –  $3,0 \dots 5,0$  МПа.

Определение температуры конца сжатия производится по уравнениям:

$$T_c V_c^{n_1-1} = T_a V_a^{n_1-1},$$
$$T_c = T_a \left( \frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \varepsilon^{n_1-1}.$$

Температура конца сжатия для бензиновых двигателей 600–750 К; для дизелей 750–900 К.

## 1.5. Процесс сгорания

При изучении процесса сгорания следует уяснить, что это основной процесс, определяющий мощностные, экологические и экономические показатели двигателя. Им называется процесс преобразования химической энергии топлива в тепловую, происходящий в результате быстрых реакций окисления топлива.

### 1.5.1. Сгорание в двигателях с искровым зажиганием

**Фазы процесса сгорания.** При нормальном рабочем процессе в двигателях с ИЗ достаточно однородная рабочая смесь воспламеняется электрической искрой и сгорает в процессе распространения фронта турбулентного пламени. За начало процесса сгорания принимают момент появления искры на электродах свечи.

В процессе сгорания могут быть выделены три фазы:

1. Начальная фаза, в течение которой образуется начальный очаг пламени.

2. Основная фаза – быстрого сгорания. В этой фазе пламя распространяется по основной части камеры сгорания.

3. Фаза догорания. В ней происходит догорание смеси за фронтом пламени, в пристеночных слоях и в зазорах между головкой цилиндра и днищем поршня.

Деление на фазы является условным. Провести четкие границы между отдельными фазами процесса сгорания в двигателях не представляется возможным, т.к. скорость сгорания изменяется постепенно.

Начертим участок развернутой индикаторной диаграммы, соответствующей процессу сгорания в координатах  $P-\varphi$  (рис. 1.9, 1) и диаграмму «чистого» сжатия-расширения (рис. 1.9, 2), которая получается при выключенном зажигании (отсутствии воспламенения).

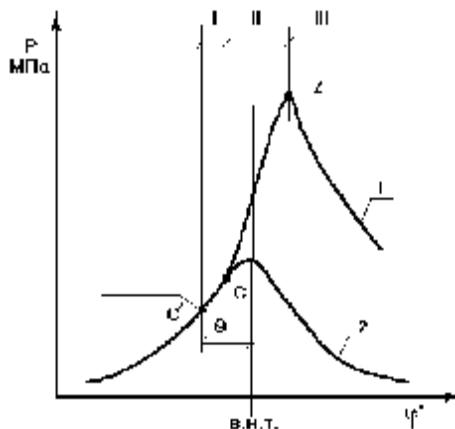


Рис. 1.9. Развернутая индикаторная диаграмма процесса сгорания в двигателе с ИЗ

Проследим по развернутой индикаторной диаграмме за характером изменения давления газа в цилиндре в процессе сгорания.

Отметим точку  $C^1$ , соответствующую моменту зажигания. За момент окончания первой фазы сгорания и соответственно начала основной фазы принимают точку отрыва линии сгорания от линии сжатия, т. е. момент начала ощутимого повышения давления (точка  $C$ ).

Следует отметить, что при искровом зажигании задержка воспламенения отсутствует. Очаг горения возникает сразу же в месте проскакивания искры. Поэтому будет неправильным назвать первый период периодом задержки воспламенения.

Начальный очаг горения очень мал, поэтому в течение первого периода не наблюдается заметного выделения теплоты и повышения давления по сравнению с давлением сжатия.

За момент окончания второго и начало третьего периода принимают момент достижения максимума давления на индикаторной диаграмме (точка  $Z$ ).

В течение 2-го периода сгорает основное количество топлива (80–90 %), давление резко повышается.

Надо отметить, что угол в градусах ПКВ от момента проскакивания искры до ВМТ называется *углом опережения зажигания*. Он должен увеличиваться с увеличением длительности начальной фазы и с уменьшением скорости сгорания в основной фазе.

В современных быстроходных двигателях с воспламенением от искры максимальная мощность обычно получается при достижении максимального давления при угле 12–15 град ПКВ после ВМТ. Угол опережения зажигания на номинальном режиме равен 30–35 град ПКВ до ВМТ.

Скорость сгорания в основной фазе определяет быстроту нарастания давления по углу ПКВ – жесткость работы двигателя  $\frac{dP}{d\phi} \frac{\text{МПа}}{\text{град}}$  в процессе сгорания. Скорость нарастания давления при нормальной работе двигателя колеблется в пределах  $(0,2-0,3) \frac{\text{МПа}}{\text{град}}$ . Эта величина является важным эксплуатационным показателем, т.к. может оказывать заметное влияние на моторесурс двигателя.

В завершающей фазе скорость сгорания уменьшается вследствие достижения фронтом пламени стенок.

**Пределы воспламеняемости смеси.** Сгорание в двигателях с воспламенением от искры представляет собой распространение фронта пламени от источника зажигания. Для развития фронта пламени необходимо, чтобы количество теплоты, выделяющейся от начального очага горения, было достаточно для появления пламени и прогрева следующего слоя смеси. В противном случае происходит затухание реакции горения. Такое явление может наступить при сгорании чрезмерно богатых и бедных смесей. Наибольшее количество теплоты выделяется при сгорании несколько обогащенных смесей  $\alpha = 0,85...0,9$ . При большем обогащении смеси тепловыделение уменьшается вследствие химической неполноты сгорания. При обеднении смеси тепловыделение мало вследствие малой калорийности заряда.

Отсюда можно сделать вывод, что воспламеняться могут только топливно-воздушные смеси определенного состава.

Пределы изменения составов горючих смесей, при которых возможно их воспламенение, носят название *пределов воспламеняемости*. Они оцениваются коэффициентом избытка воздуха.

Пределы воспламеняемости для различных топлив не являются постоянными. Они зависят от условий, в которых находится воспламеняемая смесь: температура, давление, наличие остаточных газов, интенсивность воспламенения и т.д. Так для смеси бензина с воздухом пределы воспламеняемости лежат в диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха от 0,4 до 1,86.

Надо уяснить, что эти пределы справедливы для однородных топливовоздушных смесей, т.е. таких смесей, которые образуются в бензиновых двигателях. Для неоднородных смесей, которые характерны для дизелей, пределы воспламеняемости могут быть значительно шире.

Из этого раздела надо сделать следующий вывод: бензиновым двигателям обычных конструкций присущ недостаток, заключающийся в невозможности сжигания на частичных нагрузках бедных смесей, что ведет к ухудшению их экономичности по сравнению с дизелями, которые могут работать с  $\alpha > 4$ .

При изучении процесса сгорания надо рассмотреть **влияние различных факторов на его протекание**. Особо следует остановиться на рассмотрении таких факторов, как режим эксплуатации, регулировки угла опережения зажигания и состава смеси.

При изучении двигателей с ИЗ надо рассмотреть основные нарушения нормального сгорания в нем, при этом особое внимание обратить на **детонационное сгорание**. Здесь надо указать, что в двигателях с ИЗ перед фронтом пламени происходит дополнительное сжатие смеси, обусловленное расширением продуктов сгорания. Это приводит к повышению температуры несгоревшей смеси, что ускоряет протекание в ней предпламенных реакций. Скорость этих реакций может настолько возрасти, что до прихода фронта пламени в зону несгоревшей смеси в ней возникает очаг воспламенения. Этот очаг начинает расширяться в результате самовоспламенения соседних слоев уже приготовленной к сгоранию смеси прошедшими предпламенными реакциями. Скорость распространения волны самовоспламенения может превосходить скорость звука в данной среде. В результате возникают детонационные волны, распространяющиеся со скоростью 1000–2000 м/с.

Такой процесс сгорания, протекающий вначале с обычными скоростями, но с мгновенным неуправляемым горением в конце, называют *детонационным*.

Детонирует обычно небольшая часть смеси, окисляющаяся в последнюю очередь.

Внешне детонация проявляется в возникновении звонких металлических стуков при работе двигателя на полных нагрузках.

Длительная работа двигателя с детонацией недопустима. При детонации:

- увеличивается температура деталей, и может прогорать днище поршня;

- растет температура охлаждающей жидкости, уменьшается наполнение и, как следствие, понижается мощность двигателя;

- двигатель дымит;

- увеличивается износ верхнего пояса гильзы и поршневых колец;

- разрушается антифрикционный слой в шатунных подшипниках.

Надо рассмотреть конструктивные и эксплуатационные факторы, влияющие на детонацию. Здесь надо подчеркнуть, что появление детонационного сгорания в основном является результатом неправильного подбора сорта топлива для двигателей с данной степенью сжатия.

### *1.5.2. Сгорание в дизелях*

**Фазы процесса сгорания.** В дизелях топливо впрыскивается форсункой в воздушный заряд, сжатый до давления выше 45,0 МПа и имеющий температуру 800–950 К. Для эффективного протекания горения топливо должно находиться в парообразном состоянии, но из-за недостатка времени на смесеобразование часть топлива не успевает испариться и находится в начале горения в капельно-жидком состоянии. Поэтому воспламенение и сгорание – сложные процессы, включающие в себя физико-химическую подготовку топлива, воспламенение и горение.

При сгорании в дизеле выделяют 4 фазы:

1. Задержка воспламенения.

2. Самовоспламенение и быстрое горение.

3. Горение, сопровождаемое плавным изменением давления.

4. Догорание.

Первая фаза (рис. 1.10) начинается с момента поступления топлива в цилиндр (точка 1) и заканчивается в момент отрыва кривой сгорания от линии сжатия (точка 2). Впрыскивание топлива проис-

ходит до прихода поршня в ВМТ. Угол опережения впрыска топлива составляет – 5–35 град ПКВ.

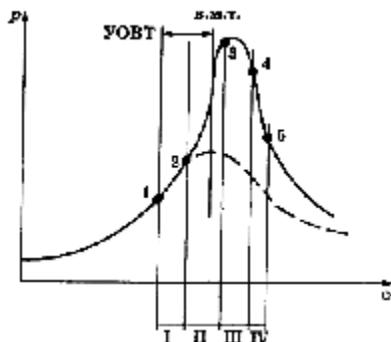


Рис. 1.10. Развернутая индикаторная диаграмма процесса сгорания в дизельном двигателе

Вторая фаза начинается с момента отрыва кривой сгорания от линии сжатия (точка 2) до момента достижения максимального давления цикла (точка 3). В первую очередь сгорают однородные слои смеси топлива и воздуха хорошо перемешанные между собой. Давление и температура во второй фазе быстро повышаются вследствие сгорания значительной части смеси испарившегося в первой фазе топлива с воздухом и топлива, впрыскиваемого во второй фазе. При этом фронт пламени распространяется очень быстро, в определенных случаях с образованием ударной волны, распространяющейся со скоростью звука. Но в отличие от двигателей с ИЗ, в дизелях эти волны не переходят в детонационные, т.к. структура смеси по всему объему камеры сгорания неравномерна. Это позволяет использовать более высокую степень сжатия.

Максимальная скорость нарастания давления во второй фазе  $(dp/d\varphi)_{\max}$  характеризует жесткость процесса сгорания. Для автотракторных дизелей  $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,4...1,0$  МПа/град ПКВ. Чем выше  $(dp/d\varphi)_{\max}$ , тем экономичнее работа дизеля, но при этом возрастают нагрузки на детали и их износ.

Третья фаза – начало (точка 3) и окончание (точка 4) – момент, соответствующий достижению максимальной средней температуры газов в цилиндре. К началу третьей фазы все несгоревшее топливо, поданное в цилиндр во время первых двух фаз, находится в виде капель или сгустков паров, которые отделены от зон со свободным

кислородом фронтом пламени или продуктами горения. В результате происходит термическое разложение капель топлива (*крекинг*) с образованием частиц углерода в виде сажи, которая, покидая цилиндр вместе с отработавшими газами, вызывает сильное дымление на выпуске. Горение продолжается при постоянно увеличивающемся объеме камеры сгорания, поэтому давление плавно понижается, а температура газов растет.

Четвертая фаза (догорание) составляет значительную часть такта расширения, и ее завершение соответствует примерно 70–100° после ВМТ. В течение этой фазы догорает топливо, не успевшее сгореть в третьей фазе, причем происходит это в условиях недостатка кислорода, т.к. значительное его количество уже израсходовано. Поэтому догорание протекает медленно.

**Факторы, влияющие на процесс сгорания в дизелях.** Дается анализ влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на основные периоды процесса сгорания в дизелях.

**Организация процесса сгорания в дизелях.** Метод организации процесса сгорания определяется формой камеры сгорания. Камеры сгорания дизелей принято разделять на две основные группы: неразделенные и разделенные. В неразделенных камерах пространство камеры сгорания представляет собой единый объем. В разделенных – пространство разделено на два отдельных объема, соединенных каналами или отверстиями относительно малого диаметра. Камеры сгорания, у которых часть пространства сгорания расположена в поршне и соединена относительно большой горловиной (диаметром около 1/3 диаметра цилиндра) с надпоршневым пространством, относятся к полуразделенным камерам. По каждому способу смесеобразования надо дать схему камеры сгорания, расположения топливных факелов и движения воздуха. Указать их основные преимущества и недостатки. При этом надо отметить, что лучшие показатели дизелей обеспечивают полуразделенные камеры сгорания.

**Преимущества и недостатки дизельного процесса.** Особо надо остановиться на изучении преимуществ и недостатков дизельного процесса. К этим преимуществам относятся:

– возможность практически неограниченного обеднения смеси. Это позволяет регулировать мощность дизеля только путем изменения количества подаваемого за цикл топлива при неизменном количестве

поступающего воздуха. При этом полнота сгорания в дизелях по мере увеличения коэффициента избытка воздуха до 3–3,5 возрастает;

- высокая топливная экономичность. Разница в расходах топлива между дизельным и бензиновым двигателем на номинальном режиме составляет 20–25 %, в условиях эксплуатации – 40 %;

- возможность использования в дизелях топлив различного фракционного состава (многотопливность).

Недостатки дизельного процесса:

- невозможность получения полного и бездымного сгорания при уменьшении коэффициента избытка воздуха ниже 1,3–1,5;

- существенно меньшая удельная мощность по сравнению с двигателями с искровым зажиганием, в которых горит достаточно однородная смесь с  $\alpha \cong 1$ ;

- ограниченная возможность повышения частоты вращения как из-за большой массы деталей КШМ, так и в связи с особенностями процессов смесеобразования и горения;

- высокая жесткость процесса сгорания и шумность работы.

**Основные пути улучшения процессов сгорания в двигателях.**

Для дизелей это совершенствование методов смесеобразования путем:

- интенсификации процесса топливоподачи;
- применения новых форм камеры сгорания, в том числе с изменяющейся геометрией;

- осуществления управляемого впрыска топлива.

Основными направлениями улучшения процесса сгорания в бензиновых двигателях являются:

- интенсификация искрового зажигания;
- впрыск бензина;
- создание в цилиндре завихрения рабочего заряда;
- форкамерно-факельное зажигание;
- расслоение рабочего заряда.

### *1.5.3. Термодинамический расчет процесса сгорания*

Надо отметить, что для упрощения расчетов принимают, что сгорание здесь протекает, как в термодинамических циклах. Рассмотрим выводы уравнений для расчета процесса сгорания в двигателях, работающих по смешанному циклу (рис. 1.11).

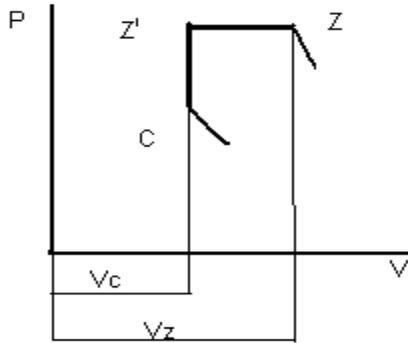


Рис. 1.11. Расчетная схема процесса сгорания дизеля

Термодинамическое уравнение сгорания на основании первого закона термодинамики записывается в виде

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

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

$U_c$  и  $U_z$  – внутренняя энергия в начале и конце сгорания;

$L_{cz}$  – работа, совершаемая газами в период сгорания.

В реальном цикле количество выделившейся теплоты на участке  $c-z$  будет больше  $Q_{cz}$  на величину потерь:

$\Delta Q_w$  – потери теплоты от газов в стенки;

$\Delta Q_{\text{дис}}$  – потери теплоты на диссоциацию конечных продуктов сгорания;

$\Delta U_{cz}$  – потери теплоты вследствие неполноты сгорания.

Таким образом, теплота, которая при сгорании 1 кг топлива расходуется на повышение внутренней энергии газов и механическую работу, равна

$$Q_{cz} = H_u - (\Delta Q_w + \Delta Q_{\text{дис}} + \Delta Q_{cz}),$$

где  $H_u$  – теплотворная способность топлива (общее количество теплоты, выделившейся при сгорании 1 кг топлива).

Эффективность тепловыделения при сгорании оценивается коэффициентом тепловыделения  $\xi$ , который представляет собой отношение количества теплоты, ушедшей на повышение внутренней энергии газов и совершение механической работы, ко всей теплоте, подведенной в цикл:

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

Учитывая последнее равенство, термодинамическое уравнение сгорания можно представить в виде:

$$\xi H_u = U_z - U_c + L_{cz}.$$

Подставив в это уравнение выражения для определения  $U_z$ ,  $U_c$  и  $L_{cz}$  после преобразований получим:

$$\frac{\xi \cdot H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + (\mu c_v + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c = \mu c_p \cdot \mu \cdot T_z,$$

где  $M_1$  – количество молей свежего заряда;

$\gamma_r$  – коэффициент остаточных газов;

$\mu c_m$  и  $\mu c_p$  – мольные теплоемкости рабочей смеси и продуктов сгорания;

$\lambda$  – степень повышения давления ( $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ );

$\mu$  – коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси.

Последнее уравнение – уравнение сгорания для смешанного цикла. Аналогично выводится уравнение для цикла с подводом теплоты при  $V = \text{const}$ . Решая уравнение сгорания, определяют температуру газов в конце сгорания  $T_z$ . Следует обратить внимание на то, что в цикле со смешанным подводом теплоты (для дизелей) при определении  $T_z$ , необходимо задаться степенью повышения давления  $\lambda$ .

Для цикла со сгоранием при  $V = \text{const}$  (для бензиновых двигателей) величина  $\lambda$  определяется по соотношению

$$\lambda = \mu \frac{T_z}{T_c}.$$

Расчетное давление в конце сгорания:

$$P_{zq} = \lambda P_c.$$

Для дизелей действительное давление в конце сгорания  $P_{zq} = P_{zc}$ , для бензиновых двигателей:

$$P_{zq} = Y_p P_{zt},$$

где  $Y_p$  – коэффициент уменьшения давления, который лежит в пределах от 0,8 до 0,9.

## 1.6. Процесс расширения

Газы, расширяясь внутри цилиндра, совершают полезную работу. Во время процесса расширения происходит теплообмен между рабочим телом и окружающими его деталями. В начале процесса расширения происходит догорание топлива, за счет чего газы получают теплоту, однако по мере движения поршня к НМТ (в связи с постоянно увеличивающимся объемом) они и отдают теплоту в стенки цилиндра. Температура газов при протекании процесса расширения уменьшается, следовательно, изменяется перепад температуры между газами и стенками цилиндра. От перепада температур зависит интенсивность теплопередачи. Поэтому процесс расширения является политропным с переменным показателем политропы  $n_2$ .

При проведении тепловых расчетов пользуются величиной среднего показателя политропного процесса расширения. Средним показателем политропного процесса расширения  $n_2$  называется такой постоянный по величине показатель, при котором газы, расширяясь, совершают ту же работу, как и при переменном показателе.

На основании уравнения политропного процесса можно записать

$$p_b V_b^{n_2} = p_z V_z^{n_2},$$

откуда давление в цилиндре двигателя в конце такта расширения для цикла со смешанным подводом теплоты (дизели) будет

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

Данное выражение может быть записано в виде

$$p_b = p_z \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} = \frac{p_z}{\delta^{n_2}},$$

где  $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$  – степень последующего расширения.

Для двигателей с ИЗ степень предварительного расширения  $\rho = 1$ , поэтому давление в конце расширения будет

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}.$$

Для политропного процесса получим уравнение для определения температуры дизеля в конце расширения:

$$\frac{T_b}{T_z} = \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2-1} \quad \text{или} \quad T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}.$$

Для двигателя с принудительным воспламенением смеси уравнение для определения температуры в конце расширения будет выглядеть следующим образом:

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

Значения параметров процесса расширения приведены в табл. 1.2.

Т а б л и ц а 1.2

### Значения параметров процесса расширения

Двигатели	$n_2$	$p_b$ , МПа	$T_b$ , К
Бензиновые	1,23–1,30	0,35–0,50	1200–1500
Дизели	1,18–1,28	0,20–0,40	1000–1200

## 1.7. Показатели рабочего цикла двигателя

К основным показателям работы двигателей относятся: индикаторные, механические и эффективные.

### 1.7.1. Индикаторные показатели

Индикаторными показателями называют показатели, характеризующие работу, совершаемую газами в цилиндре двигателя. Эти показатели определяют эффективность использования рабочего объема двигателя и степень преобразования выделяемой теплоты в полезную работу внутри цилиндров. К индикаторным показателям относятся: индикаторная работа  $L_i$ , индикаторная мощность  $N_i$ , среднее индикаторное давление  $P_i$ , индикаторный КПД  $\eta_i$ , удельный индикаторный расход топлива  $g_i$ .

**Индикаторная работа  $L_i$**  – разность работы расширения газов и работы, затрачиваемой на сжатие свежего заряда. Она определяется площадью индикаторной диаграммы, заключенной между линиями сжатия и расширения.

**Среднее индикаторное давление  $P_i$** . Для сравнительной оценки эффективности рабочих циклов, совершаемых газами в цилиндрах двигателей различной размерности, пользуются величиной индикаторной работы за цикл, отнесенной к единице рабочего объема цилиндра и представляющей среднее индикаторное давление.

$$P_i = \frac{L_i}{V_h}.$$

Фактически это условное, постоянное по величине давление в цилиндре двигателя, которое, действуя на поршень в течение одного хода, совершает работу, равную работе газов за весь цикл.

Графически среднее индикаторное давление представляет высоту прямоугольника, построенного на основании  $V_h$ , площадь которого равна площади верхней петли индикаторной диаграммы.

**Индикаторная мощность** – работа, совершаемая газами за 1 с.

$$N_i = L_i \frac{2n}{\tau \cdot 60}.$$

где  $\frac{2n}{\tau \cdot 60}$  – число рабочих ходов в секунду;

$\tau$  – тактность ( $\tau = 4$  и  $\tau = 2$ ).

С учетом приведенной формулы

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

**Индикаторным КПД** двигателя называется отношение индикаторной работы к теплоте, затраченной на получение этой работы:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3 N_i}{H_u \cdot G_T}, \quad \text{где} \quad N_i = \frac{i \cdot p_i \cdot V_h \cdot n}{30\tau},$$

где  $G_T$  – часовой расход топлива.

Индикаторный КПД характеризует экономичность действительного цикла. Он всегда меньше термодинамического КПД идеального цикла вследствие дополнительных потерь в действительном цикле, которые не учитываются при определении  $\eta_i$ . К таким потерям относятся теплоотдача в стенки цилиндра, потери теплоты вследствие неполноты и несвоевременности сгорания топлива, на диссоциацию продуктов окисления.

Для оценки степени уменьшения использования теплоты в действительном цикле по сравнению с термодинамическим используют относительный КПД  $\eta_o$

$$\eta_o = \frac{\eta_i}{\eta_t}.$$

Существующие двигатели имеют относительный КПД, находящийся в пределах от 0,6 до 0,9.

Другим показателем, который характеризует экономичность действенного цикла, является **удельный индикаторный расход топлива** – расход топлива, приходящийся на единицу развиваемой двигателем индикаторной мощности в единицу времени:

$$g_i = \frac{G_T \cdot 10^3}{N_i}.$$

Удельный индикаторный расход топлива и индикаторный КПД характеризуют индикаторную экономичность цикла и связаны между собой соотношением

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_u}.$$

В табл. 1.3 представлены значения индикаторных показателей для различных двигателей.

Т а б л и ц а 1.3

**Значения индикаторных показателей двигателей  
на номинальном режиме работы**

Двигатели	Показатели		
	$P_i$ , МПа	$\eta_i$	$g_i$ , г/(кВт·ч)
Бензиновые: без наддува с наддувом	0,7–1,2 0,9–1,9	0,25–0,40	225–330
Дизели четырехтактные: без наддува с наддувом	0,75–1,1 1,1–1,6	0,39–0,49	170–200
Дизели двухтактные: без наддува с наддувом	0,5–0,9 1,0–2,2	0,39–0,53	162–220

При сравнении двигателей с ИЗ и дизелей по индикаторным показателям следует отметить, что индикаторный КПД у дизелей значительно выше. Это обусловлено более высокой степенью сжатия и большими величинами коэффициента избытка воздуха.

Среднее индикаторное давление у дизелей без наддува меньше, т.к. на единицу объема в них подается меньше топлива.

По сравнению с четырехтактными двухтактные двигатели имеют более низкие индикаторные показатели  $p_i$  и  $\eta_i$ . Это обусловлено менее совершенной очисткой цилиндра от продуктов сгорания и соответствующим ухудшением процесса сгорания и теплоиспользования. Кроме того, более низкое значение  $p_i$  связано с потерей части рабочего объема на процесс газообмена.

В двухтактном двигателе, имеющем такую же частоту вращения, как и четырехтактный, число циклов за единицу времени в два раза больше. Однако, вследствие меньшего значения  $p_i$  его мощность возрастает не в 2 раза, а на 60–70 %.

В этом разделе надо также рассмотреть «влияние различных факторов на индикаторные показатели двигателей».

### *1.7.2. Механические потери*

Мощность, снимаемая с коленчатого вала меньше индикаторной мощности, что обусловлено механическими потерями.

К ним относятся следующие потери:

1. Потери мощности на трение ( $N_{тр}$ ). Они составляют большую часть всех механических потерь. Основные потери приходятся на следующие пары трения:

- поршень и поршневые кольца – стенки цилиндра;
- шейки коленчатого и распределительного валов – подшипники скольжения;
- поршневой палец – бобышки поршня и верхняя головка шатуна;
- стержень клапана – втулка.

2. Потери мощности на совершение насосных ходов поршня ( $N_{нас}$ ) (или насосные потери).

3. Потери мощности на привод вспомогательных механизмов ( $N_{пр}$ ).

4. Потери мощности на механический привод компрессора ( $N_{к}$ ).

5. Гидравлические потери мощности ( $N_g$ ) учитывают затрату мощности на преодоление сопротивления движению деталей кривошипно-шатунного механизма в картерном пространстве.

6. Вентиляционные потери ( $N_v$ ).

Таким образом, мощность механических потерь представляет собой сумму вышеперечисленных видов потерь:

$$N_{мп} = N_{тр} + N_{нас} + N_{пр} + N_k + N_r + N_v.$$

Ориентировочные значения доли различных видов механических потерь от общих потерь на номинальном скоростном режиме работы двигателя представлены в табл. 1.4.

Т а б л и ц а 1.4

**Доля различных видов механических потерь от общих потерь в двигателе на номинальном скоростном режиме**

Вид механических потерь	$N_{мп}$ , %
Потери мощности на трение: поршень и поршневые кольца – стенки цилиндра	до 75 42–50
подшипники коленчатого вала	16–19
механизм газораспределения	4–6
Насосные потери	до 12
Общие потери на привод вспомогательных механизмов: жидкостного насоса	12–17 2–3
масляного насоса	1–2
топливного насоса	2–3
вентилятора	4–6
электрооборудования	1–2
Потери на привод нагнетателя	до 10
Гидравлические и вентиляционные потери	до 5

**Примечание.** Меньшие значения механических потерь относятся к двигателям с искровым зажиганием, большие – к дизелям.

Механические потери в двигателе оцениваются механическим КПД  $\eta_m$ , представляющим собой отношение мощности, снимаемой с коленчатого вала (эффективной мощности), к индикаторной мощности

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_{мп}}{N_i} = 1 - \frac{N_{мп}}{N_i}.$$

Значения механического КПД для автомобильных двигателей, работающих на номинальном режиме, представлены в табл. 1.5.

Т а б л и ц а 1.5

**Значения механического КПД  
на номинальном режиме работы**

Тип двигателя	$\eta_m$
Четырехтактные с ИЗ	0,8–0,85
Газовые	0,8–0,85
Четырехтактные дизели: без наддува с наддувом	0,75–0,80 до 0,98
Двухтактные дизели: без наддува с наддувом	0,7–0,8 до 0,96

**1.7.3. Эффективные показатели двигателя**

Эффективными показателями называются показатели, характеризующие работу двигателя, которая «снимается» с коленчатого вала двигателя и полезно используется.

К числу эффективных показателей относятся: среднее эффективное давление, эффективная мощность, крутящий момент, эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива.

**Среднее эффективное давление** – условное постоянное давление в цилиндре двигателя, при котором работа, произведенная рабочим телом за один такт, равнялась бы эффективной работе двигателя. Среднее эффективное давление характеризует полезную работу, получаемую за один цикл с единицы рабочего объема цилиндра

$$P_e = \frac{L_e}{V_h} = \frac{L_i - L_{мп}}{V_h} \quad \text{или} \quad P_e = P_i - P_{мп}.$$

**Эффективная мощность** – мощность, снимаемая с коленчатого вала двигателя. Эта мощность передается трансмиссии автомобиля,

она меньше индикаторной на величину мощности, затрачиваемой на преодоление механических потерь, т.е.

$$N_e = N_i - N_{\text{мп.}}$$

По аналогии с индикаторной мощностью

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

**Эффективный КПД** – это отношение количества теплоты, преобразованной в полезную эффективную работу на валу двигателя при сгорании в его цилиндрах 1 кг топлива  $L_e$ , к теплоте сгорания топлива:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{L_i - L_M}{Q_1} = \frac{L_i \eta_M}{Q_1} = \eta_i \eta_M$$

или, т.к.  $\eta_i = \eta_t \eta_o$ , то  $\eta_e = \eta_t \eta_o \eta_M$ .

Эффективный КПД существенно зависит от режима работы двигателя. По мере уменьшения нагрузки при постоянной частоте вращения коленчатого вала  $\eta_e$  уменьшается вследствие уменьшения  $\eta_M$  и достигает нуля на режиме холостого хода двигателя.

**Эффективный удельный расход топлива** – расход топлива, проходящего на один киловатт эффективной мощности в течение часа:

$$g_e = \frac{G_t 10^3}{N_e}.$$

Взаимосвязь  $\eta_e$  и  $g_e$  определяется выражением

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u g_e}.$$

Эффективные показатели ДВС приведены в табл. 1.6.

**Значения эффективных показателей двигателей**

Двигатели	$P_e$ , МПа	$g_e$ , г/кВт ч	$\eta_e$
Четырехтактные с ИЗ	1,1–1,3	300–215	0,27–0,38
Четырехтактные дизели: без наддува с наддувом	0,65–0,8	235–202	0,36–0,42
	1,2–1,8	223–188	0,38–0,45
Двухтактные дизели: без наддува с наддувом	0,4–0,6	257–223	0,33–0,38
	0,8–1,3	248–223	0,35–0,41

**Соотношения между эффективными и индикаторными показателями двигателя.** Из сравнения соответствующих выражений для индикаторных и эффективных показателей нетрудно заметить, что они взаимосвязаны следующими простыми соотношениями:

$$N_e = N_i \eta_m; \quad \eta_e = \eta_i \eta_m;$$

$$p_e = p_i \eta_m; \quad g_e = g_i / \eta_m.$$

Пользуясь этими соотношениями и зная механический КПД  $\eta_m$  легко вычислить эффективные показатели двигателя, если известны индикаторные, и наоборот.

**Литровая мощность** определяет эффективность использования рабочего объема цилиндра и показывает, какую мощность можно получить от одного литра рабочего объема данного двигателя, т.е. определяет степень форсирования двигателя

$$N_{\text{л}} = \frac{N_e}{V_h} = \frac{P_e n}{30\tau}.$$

**Поршневая мощность** – эффективная мощность, отнесенная к 1 дм<sup>2</sup> площади сечения цилиндра:

$$N_{\text{п}} = \frac{N_e}{F_{\text{п}} i} = N_{\text{л}} S,$$

где  $F_n$  – площадь поршня;

$S$  – ход поршня.

Из уравнения видно, что литровая мощность может быть увеличена при повышении среднего эффективного давления и частоты вращения коленчатого вала.

Величиной литровой мощности пользуются для сравнительной оценки различных ДВС с точки зрения совершенства рабочего процесса и конструктивного выполнения. Чем больше литровая мощность, тем более форсирован двигатель и меньше его габариты и масса.

Литровая мощность дизелей без наддува находится в пределах от 12 до 15 кВт/л и уступает аналогичному показателю двигателей с ИЗ – 20–50 кВт/л. Для дизелей с наддувом до 35 кВт/л.

### 1.8. Тепловой баланс двигателя

Распределение теплоты, вводимой в двигатель с топливом, на полезную работу и на различные виды потерь называется *внешним тепловым балансом*. Внешний тепловой баланс определяется опытным путем и выражается в абсолютных единицах теплоты за 1 ч работы двигателя или относительных величинах его составляющих.

С помощью теплового баланса можно определить степень совершенства конструкции и регулировок двигателя и наметить пути улучшения экономичности его работы.

В табл. 1.7 приведены средние значения составляющих теплового баланса.

Т а б л и ц а 1.7

#### Процентное соотношение составляющих теплового баланса автотракторных двигателей на режиме номинальной мощности, %

Тип двигателя	$q_e$	$q_{\text{охл}}$	$q_{\text{Г}}$	$q_{\text{ис}}$	$q_{\text{ост}}$
Двигатели с ИЗ	27–38	13–27	30–50	0–45	3–8
Дизель:					
без наддува	36–42	17–35	25–45	0–5	2–5
с наддувом	38–45	12–25	25–40	0–5	2–5

Данные таблицы показывают, что основные тепловые потери – это потери в систему охлаждения и с обработавшими газами.

Один из способов снижения тепловых потерь – применение турбонаддува с приводом нагнетателя за счет энергии отработавших газов, а также использование высокотемпературной системы охлаждения.

### **1.9. Наддув двигателей**

*Наддув двигателей* – это способ повышения удельной мощности двигателей путем одновременного увеличения количества воздуха и топлива, поступающих в цилиндр. При применении наддува не только увеличивается мощность двигателей, но и решаются не менее важные тенденции развития двигателей – снижаются токсичность и удельный расход топлива. Необходимо рассмотреть виды наддува. Показать, что из всех видов наддува наиболее перспективным является газотурбинный наддув. Изучить способы подвода газов к турбине и схемы газотурбинного наддува. Особое внимание уделить изучению вопросов регулирования наддува и охлаждения наддувочного воздуха. Проанализировать, как изменяются показатели рабочего цикла двигателей при наддуве.

### **1.10. Характеристики двигателей**

При изучении этого раздела необходимо уяснить основные виды характеристик, снимаемых при испытаниях двигателей. Мало ясно представлять, от изменения каких параметров зависят величина и характер протекания кривых характеристик, особое внимание обратить на изучение и методику получения скоростных, нагрузочных и регуляторных характеристик, а также регулировочных характеристик по углу опережения зажигания и впрыска топлива.

Необходимо из рассмотрения характеристик понять их практическое использование для выбора наиболее рациональных эксплуатационных режимов работы двигателя. Подробно характеристики двигателей рассматриваются при выполнении лабораторных работ.

## ГЛАВА 2. СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

**Назначение систем питания** – очистка воздуха и топлива, приготовление из них горючей смеси определенного состава, подача ее (или раздельно воздуха и топлива) в камеру сгорания и отвод из цилиндров отработавших газов. В системе питания можно выделить: систему подготовки воздуха, топливную систему и систему выпуска отработавших газов. Исходя из назначения, система питания должна обеспечивать дозирование топлива, приготовление качественной смеси и ее своевременную подачу.

**Дозирование топлива.** Мощность двигателя зависит от количества топлива (цикловой подачи), сгораемого в единицу времени в цилиндрах в рабочем цикле. Обычно выделяют пять режимов работы двигателя: основной, перегрузки, холостого хода, пуск и ускорение (при разгоне и обгоне). На каждом из этих режимов работы двигателю требуется различная мощность, а значит, и смесь разного состава.

Различают регулирование состава смеси качественное и количественное. Качественное, это когда изменяется количество топлива при неизменной подаче воздуха (в дизелях) или соотношение количества топлива и воздуха в бензиновых двигателях. При количественном регулировании изменяется количество смеси одного состава.

Для обеспечения каждого мощностного режима система питания обеспечивает изменение цикловой подачи топлива ее регулированием в процессе работы двигателя с равномерным распределением топлива по цилиндрам.

В бензиновых двигателях топливо подается в цилиндр в процессе выпуска. Момент воспламенения искрой от свечи определяется углом опережения зажигания. В дизельных двигателях топливо впрыскивается форсункой и воспламеняется от температуры воздуха в цилиндре.

**Классификация систем питания.** В двигателях с ИЗ системы питания различают карбюраторные и с впрыскиванием бензина.

В дизельных двигателях системы питания подразделяют по признакам:

- способу движения топлива (тупиковые и с циркуляцией топлива);
- типу механизма подачи (с объединенными насосом и форсункой (насос-форсунка) и разделенными насосом и форсункой).

## **2.1. Система подготовки воздуха**

### ***2.1.1. Способы очистки воздуха***

Для очистки воздуха применяют три способа:

- фильтрация – загрязненный воздух проходит через фильтрующий элемент (чаще всего из специальной бумаги);
- инерционный – движущийся с большой скоростью воздух резко меняет направление, и частицы центробежными силами отбрасываются на стенки, где и улавливаются;
- контактный – в процессе движения воздух контактирует с липким веществом (например, маслом), и частицы прилипают к нему.

### ***2.1.2. Воздухоочистители***

Приборы для очистки воздуха чаще используют комбинированный способ очистки. Однако по основному способу очистки различают сухие и мокрые (применение масла) воздухоочистители. Основные требования к ним: высокая степень очистки воздуха, малое сопротивление проходу воздуха, простота конструкции и технического обслуживания.

## **2.2. Система выпуска отработавших газов**

Система выпуска отработавших газов (рис. 2.1) предназначена для отвода отработавших газов (ОГ) из моторного отсека за пределы салона или кабины водителя, снижения уровня шума за счет установки глушителей и снижения концентрации токсических компонентов при помощи нейтрализаторов.

Также, система выпуска ОГ может содержать заслонку в выпускном коллекторе для моторного тормоза. При торможении автомобиля двигателем выключается подача топлива, заслонка перекрывает выпускной коллектор и объем от нее до выпускного клапана служит ресивером. При открытии выпускного клапана накопленное избыточное давление оказывает сопротивление движению поршня.

### 2.2.1. Глушители

Для снижения уровня шума выпуска ОГ применяют два способа: диссипативный и реактивный. *Диссипативный* способ основан на преобразовании звуковой энергии в тепловую за счет протекания потока газов через перфорированные перегородки, которые дробят поток газов и снижают его пульсацию. При *реактивном* способе используются акустические камеры (резонаторы), в которых энергия гасится за счет уменьшения скорости движения ОГ от встречных потоков.



Рис. 2.1. Система выпуска отработавших газов автомобиля

### 2.2.2. Нейтрализаторы

Различают термические и каталитические нейтрализаторы. Основными токсическими веществами в ОГ являются оксид углерода  $\text{CO}$ , группа оксидов азота  $\text{NO}_x$  (основной из них  $\text{NO}_2$ ) и углеводороды  $\text{C}_m\text{H}_n$ .

В *термических* нейтрализаторах происходит полное восстановление  $\text{CO}$  в  $\text{CO}_2$  и догорание  $\text{CH}$ . Угарный газ  $\text{CO}$  обладает значительной теплотой сгорания и горит при температуре выше  $700^\circ\text{C}$ .

Для его сжигания в термоизолированной камере подогревают ОГ и подают в нее дополнительную порцию свежего воздуха. Применение дополнительной подачи топлива для подогрева и нагнетание воздуха увеличивают расход топлива до 15 %.

*Каталитические* нейтрализаторы (рис. 2.2) основаны на понижении энергии, выделяющейся при химических процессах окисления токсических веществ, за счет применения катализаторов (палладия, платины, родия).

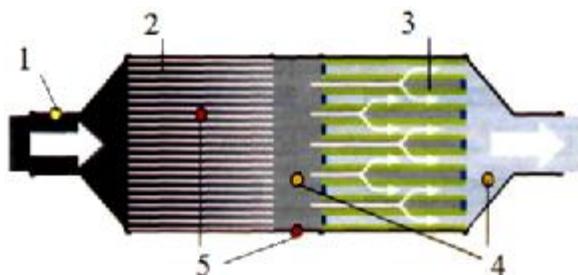


Рис. 2.2. Совмещенный фильтр и окислительный нейтрализатор:  
1 – датчик наличия кислорода лямбда-зонд; 2 – обычный окислительный нейтрализатор; 3 – фильтр частиц сажи; 4 – датчики давления; 5 – датчики температуры

Каталитические нейтрализаторы делят по следующим признакам:

- типу: окислительные (для CO и CH), восстановительные (для NO<sub>x</sub>) и трехкомпонентные;
- назначению: главные и пусковые;
- исполнению: одно- и двухкамерные;
- материалу носителя: с керамическим или металлическим носителем;
- типу катализатора: с обычными материалами и благородными металлами.

### 2.3. Системы питания дизельных двигателей

На рис. 2.3 представлена система питания тракторного дизеля Д-240. Она включает в себя системы: питания дизеля воздухом, питания дизеля топливом, удаления ОГ и регулирования подачи топлива.

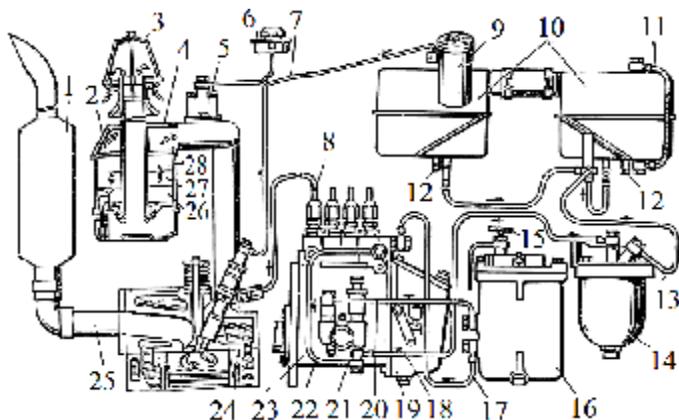


Рис. 2.3. Система питания дизеля Д-240 тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82:

1 – глушитель; 2 – воздухоочиститель; 3 – фильтр грубой очистки воздуха; 4, 25 – впускной и выпускной коллекторы; 5 – электрофакельный подогреватель; 6 – топливный бачок электрофакельного подогревателя; 7, 22 – дренажный и перепускной трубопроводы; 8 – трубопровод высокого давления; 9 – заливная горловина; 10 – топливные баки; 11 – топливомерная трубка; 12 – сливной кран; 13, 17, 18, 20 – трубопроводы; 14 и 16 – фильтры грубой и тонкой очистки топлива; 15 – рукоятка продувочного вентиля; 19 – регулятор топливного насоса; 21 – подкачивающий насос; 23 – топливный насос высокого давления; 24 – форсунки; 26, 27, 28 – нижний, средний и верхний фильтрующие элементы

Система питания дизеля воздухом состоит из воздухоочистителя 2 и впускного коллектора 4. Для обеспечения пуска дизеля при отрицательной температуре окружающего воздуха во всасывающий воздухопровод устанавливают свечу накаливания, электрофакельный подогреватель 5 или штитовые свечи электрофакельного устройства.

Система регулирования подачи топлива состоит из всережимного регулятора 19, закрепленного на корпусе ТНВД.

Дизельное топливо используют только в двигателях с внутренним смесеобразованием, т.к. испарить хотя бы часть этого топлива до его поступления в цилиндр практически невозможно. Качественное внутреннее смесеобразование достигается двумя путями: повышением давления впрыскивания через отверстия 0,16–0,45 мм распылителя или разделением камеры сгорания на две части. В последнем случае создается интенсивное завихрение в частях камеры сгорания и происходит хорошее перемешивание топлива с воздухом.

Основными параметрами (рис. 2.4) единичного процесса впрыскивания топлива дизельной топливной аппаратуры являются: цикловая подача топлива  $q_{ц}$ , характеристики впрыскивания  $\Delta q_{ц} = f(\varphi_{к})$ , давления впрыскивания  $p = f(\varphi_{к})$ , а также частные параметры: продолжительность впрыскивания  $\varphi_{в}$ , максимальное  $P'_{ф\max}$  и среднее  $P'_{ф\text{ср}}$  давление впрыскивания, скорость нарастания давления впрыскивания и др.

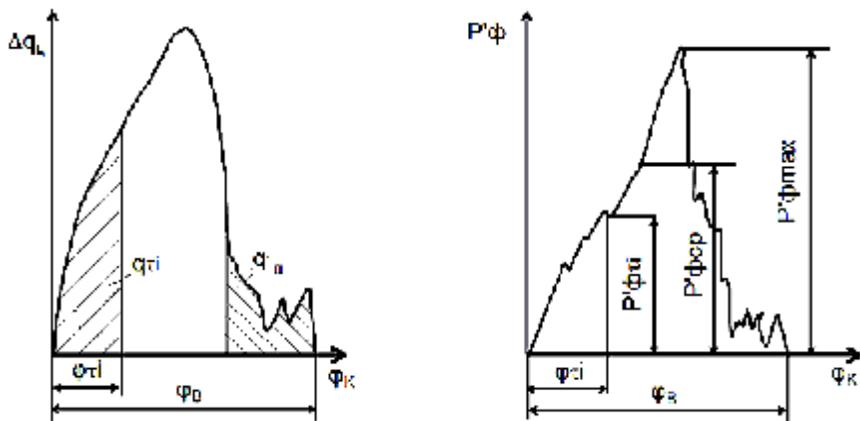


Рис. 2.4. Характеристики и параметры процесса впрыскивания топлива

На современных автотракторных дизелях наибольшее распространение получила аппаратура с объединением функций создания давления и дозирования в одном агрегате – золотниковом ТНВД с кулачковым приводом плунжера и дозированием цикловой подачи в период нагнетательного хода плунжера изменением конца его активной части. Аппаратура также включает в себя топливопровод высокого давления и форсунки (рис. 2.5).

Преимуществами такой аппаратуры являются: хорошая компоновка на двигателе, технологичность ее изготовления, за исключением прецизионных пар. К недостаткам относятся: высокая стоимость прецизионных пар, зависимость параметров впрыскивания от скоростного режима работы двигателя, относительно большие габаритные размеры ТНВД.

Стремление устранить недостатки привело к созданию распределительных ТНВД различных конструкций. Появились насос-форсунки, объединяющие ТНВД и форсунки с кулачковым приводом плунжера (рис. 2.6).

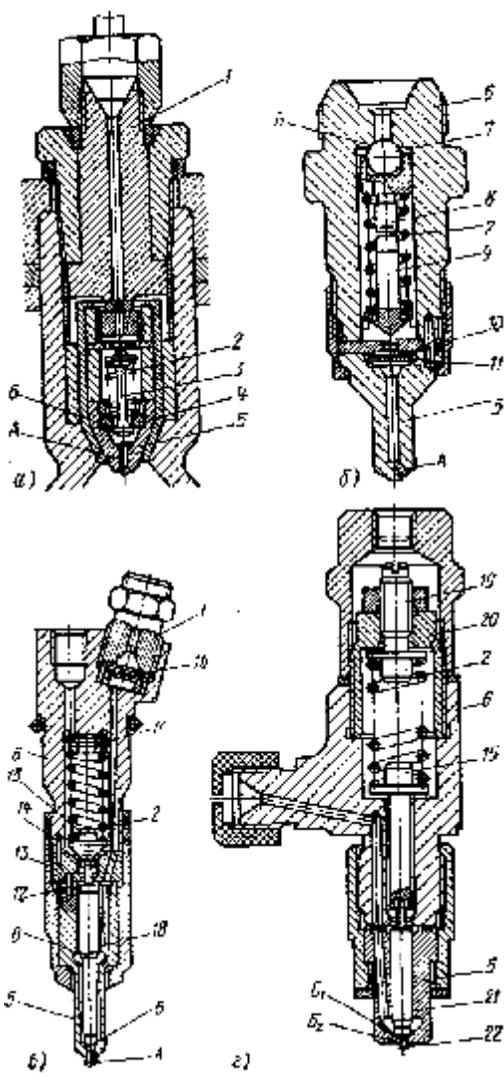


Рис. 2.5. Типы форсунок дизелей:

*а* – клапанны-сопловые форсунки с коническими клапанами;  
*б* – со сферическими клапанами; *в, г* – с игльчатыми клапанами;  
 1 – штуцер; 2 – пружина; 3 – клапан; 4 – седло; 5 – распылитель; 6 – корпус; 7 – сферический клапан; 8 – грибок; 9 – упор; 10 – седло обратного клапана; 11 – плоский обратный клапан; 12, 14 – фиксирующие штифты; 13 – проставка; 15 – штанга; 16 – сетчатый фильтр; 17 – регулировочные шайбы; 18 – упругая игла; 19 – регулирующий винт; 20 – гайка пружины; 21 – дифференциальная игла; 22 – штифт иглы

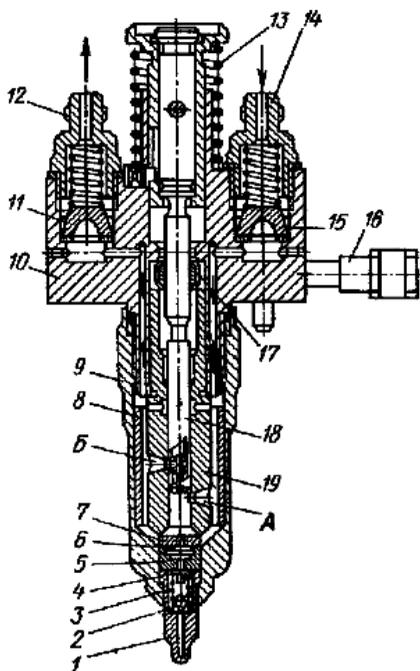


Рис. 2.6. Насос-форсунка АЗ – 20А<sub>3</sub>:

1 – распылитель; 2 – упор; 3 – пружина; 4 – нагнетательный клапан; 5 – седло; 6 – дополнительный пластинчатый клапан; 7 – седло; 8 – втулка отражатель; 9 – гайка; 10 – корпус; 11 – выходной защитный фильтр; 12 – выходной штуцер; 13 – пружина; 14 – входной штуцер; 15 – входной защитный фильтр; 16 – рейка; 17 – зубчатое колесо; 18 – плунжер; 19 – втулка плунжера

## 2.4. Система питания бензиновых двигателей

### 2.4.1. Карбюраторные двигатели

В автомобильном карбюраторном двигателе (рис. 2.7) топливо из бака 1 засасывается через фильтр-отстойник 3 топливным насосом 4 и подается им по трубопроводу 2 в карбюратор 5. Воздух из атмосферы при такте впуска, пройдя воздушный фильтр (воздухоочиститель) 6, очищается от посторонних примесей и поступает в карбюратор. Здесь воздух смешивается с распыленным топливом и направляется во впускную трубу (коллектор) 7. Приготовление горючей смеси продолжается во впускной трубе, в которой топливо испаряется и перемешивается с воздухом. Этот процесс заканчивается

в цилиндрах двигателя во время тактов впуска и сжатия. После сгорания рабочей смеси, отработавшие газы через выпускной трубопровод и глушитель 9 выбрасываются в атмосферу.

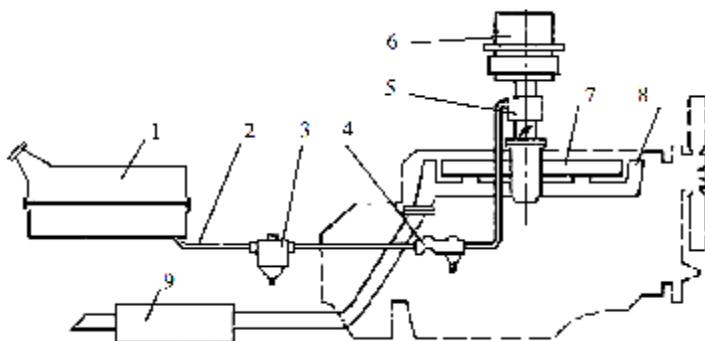


Рис. 2.7. Система питания карбюраторного двигателя:

- 1 – топливный бак; 2 – топливопровод; 3 – топливный фильтр; 4 – подкачивающий насос; 5 – карбюратор; 6 – воздушный фильтр; 7 – пусковой коллектор; 8 – выпускной коллектор; 9 – глушитель

Карбюраторные двигатели имеют внешнее смесеобразование, т.к. в цилиндры через впускные клапаны поступает практически готовая рабочая смесь, состоящая из воздуха и топлива в виде паров и мелких капелек.

Количество рабочей смеси, подаваемой в цилиндры двигателя, определяется положением дроссельной заслонки (рис. 2.8), установленной во впускном трубопроводе до карбюратора.

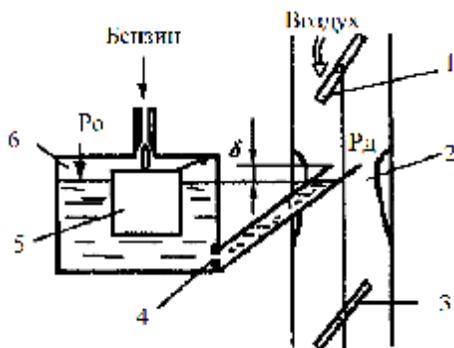


Рис. 2.8. Схема простейшего карбюратора:

- 1 – воздушная заслонка; 2 – диффузор; 3 – дроссельная заслонка; 4 – главный жиклер; 5 – поплавок; 6 – поплачковая камера

По типу работы различают карбюраторы: испарительный, впрыскивающий и эжекционный (рис. 2.9).

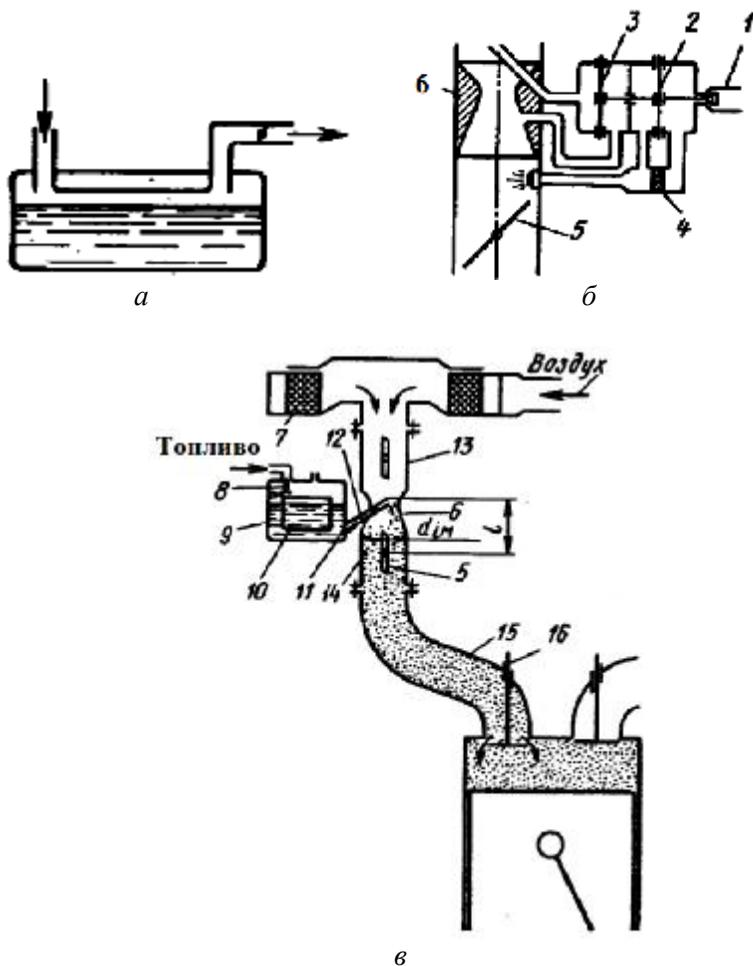


Рис. 2.9. Типы карбюраторов:

*a* – испарительный; *б* – впрыскивающий; *в* – эжекционный:

1 – клапан; 2, 3 – диафрагма; 4 – жиклер; 5 – дроссельная заслонка; 6 – диффузор; 7 – воздушный фильтр; 8 – запорная игла; 9 – поплавковая камера; 10 – поплавок; 11 – жиклер; 12 – распылитель; 13 – впускной патрубкок; 14 – смешительная камера карбюратора; 15 – впускной коллектор; 16 – впускной клапан

*Испарительный* карбюратор прост и обеспечивает достаточно однородную смесь для легко испаряющихся топлив. Но он не может обеспечить нужный состав смеси при изменениях нагрузки на двигатель.

*Впрыскивающий* карбюратор обеспечивает достаточно точную и надежную работу в любом положении двигателя. Однако, регулировка и обслуживание его достаточно сложны. Он не обеспечивает обогащение смеси при пуске, полностью открытой дроссельной заслонке и ее резком открытии.

*Эжекционный* карбюратор (рис. 2.9, в) работает за счет движения поршня при такте впуска. При прохождении воздуха через узкое сечение диффузора  $\delta$  увеличивается скорость потока и разрежение, которое вытягивает из распылителя  $12$  топливо. Топливо распыляется, испаряется и смешивается с воздухом, создавая рабочую смесь.

Основной элемент воздушного тракта – *диффузор*. Чем больше скорость воздуха в диффузоре, тем лучше происходит распыливание, перемешивание и испарение топлива. Однако при высоких скоростях воздуха растет аэродинамическое сопротивление и уменьшается наполнение двигателя. Поэтому средние скорости воздуха при номинальной мощности составляют от 90 до 135 м/с. Наилучшим по форме диффузором является сопло Вентури.

На практике нагрузка на двигатель изменяется, поэтому необходимо регулировать коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ . На рис. 2.10 показано сопоставление оптимальной характеристики идеального карбюратора с характеристикой простейшего эжекционного карбюратора.

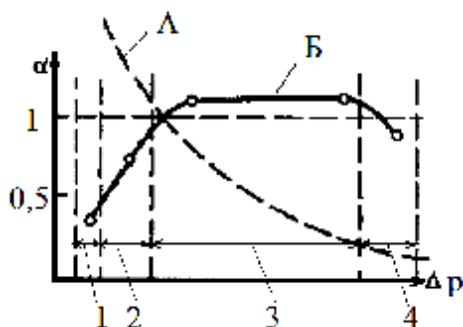


Рис. 2.10. Характеристики карбюратора (А – простейшего; Б – желаемая) при различных режимах работы:  
1 – пуск; 2 – холостой ход; 3 – средняя нагрузка; 4 – максимальная мощность

Из-за несоответствия характеристики простейшего карбюратора требуемой (рис. 2.10) в карбюратор вводят дополнительные устройства, называемые *корректорами*, которые совместно с простейшим карбюратором образуют главную дозирующую систему карбюратора. К ним относятся (рис. 2.11) система холостого хода, насос-ускоритель и экономайзер.

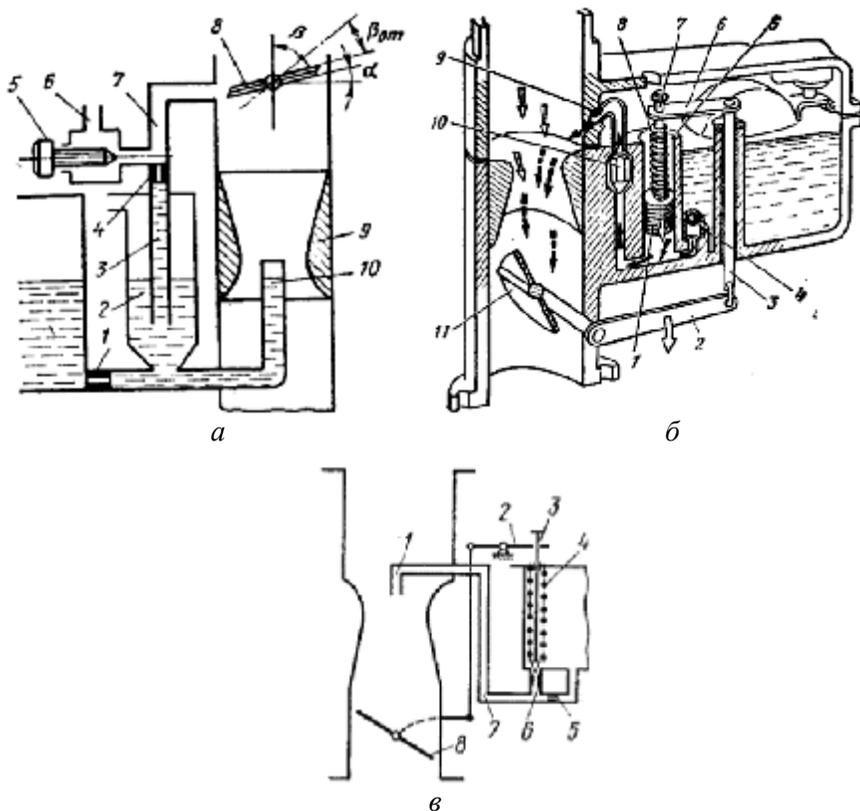


Рис. 2.11. Системы карбюраторов:  
 а – система холостого хода; б – насос-ускоритель; в – экономайзер

Механический карбюратор оказался не в состоянии обеспечивать точную дозировку топлива, и ему на смену пришел электронный. Механический впрыск сменил впрыск электронный: центральный (одноточечный) и распределенный (многоточечный).

Например, система *Ecotronic*. Это система электронного управления работой карбюратора, состоящая из дроссельной и воздушной заслонок, поплавковой камеры, системы холостого хода, переходной системы и системы управления подачей воздуха на холостом ходу. Двигатели с этой системой являются более экономичными по сравнению с карбюраторными, но уступают впрысковым двигателям.

## **2.4.2. Инжекторные бензиновые системы питания**

Инжекторные бензиновые системы питания получили широкое применение после внедрения способа впрыскивания бензина во время впуска, а не сжатия, как в дизелях. Это позволило работать бензиновым форсункам при давлениях 0,3–1 МПа, вместо 13–20 МПа, как у дизельных.

Системы питания с впрыском бензина классифицируют по следующим признакам:

### **1. Месту подвода топлива**

- центральный (одноточечный) впрыск;
- распределенный (форсунки у каждого клапана);
- непосредственный (форсунки в головке цилиндра).

### **2. Способу подачи топлива:**

- с непрерывным впрыскиванием (системы Jetronic K и KE);
- с прерывистым впрыскиванием (система L-Jetronic, рис. 2.12), которое бывает фазированным (подача бензина только на впуске) и нефазированным (подача топлива на каждом обороте коленчатого вала).

### **3. Способу регулирования количества топлива:**

- пневматические;
- механические;
- электронные.

### **4. Способу определения расхода воздуха:**

- по разрежению во впускном коллекторе;
- по углу поворота дроссельной или специальной (типа «парус») заслонки;
- по показаниям термоанемометрического датчика.

Например, система питания L-Jetronic (см. рис. 2.12) работает следующим образом. Бензин из бака под давлением подается через гидроаккумулятор и топливный фильтр к дозатору-распределителю, а от него – к рампе (специальному трубопроводу, в котором поддержи-

вается постоянное давление). В рампе установлены форсунки, впрыскивающие бензин во впускной коллектор. Количество впрыскиваемого топлива форсункой определяется временем ее открытия и должно соответствовать коэффициенту  $\alpha$ , т.к. количество расходуемого воздуха замеряет датчик-расходомер. Этот датчик воздействует на регулятор давления топлива, последний, в свою очередь, на дозатор-распределитель, обеспечивая заданное давление и цикловую подачу.

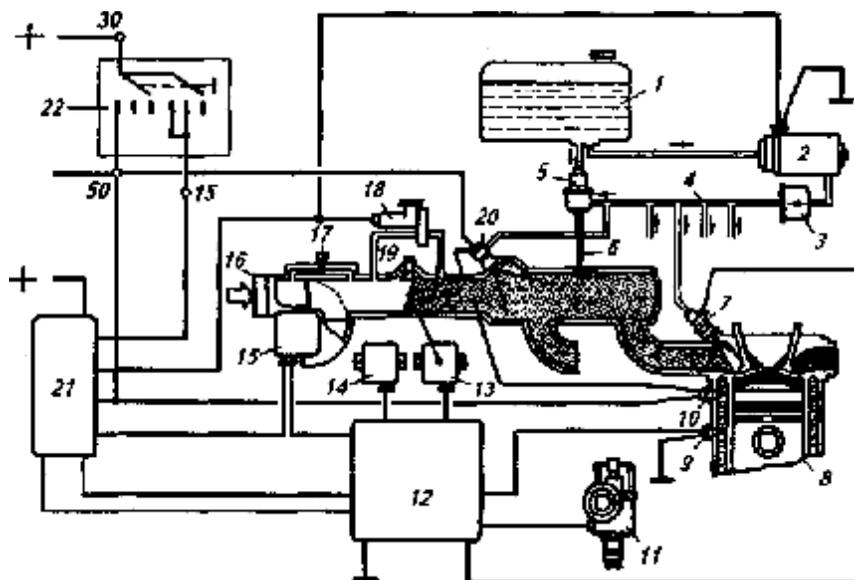


Рис. 2.12. Схема системы питания Л-Джетроник с впрыскиванием бензина:  
 1 – топливный бак; 2 – насос; 3 – фильтр тонкой очистки; 4 – распределительная магистраль; 5 – регулятор давления топлива; 6 – канал связи регулятора давления с впускным коллектором; 7 – форсунка; 8 – цилиндр; 9 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 10 – термореле; 11 – датчик-распределитель зажигания; 12 – ЭБУ; 13 – датчик выключения дроссельной заслонки; 14 – корректор внешнего давления; 15 – расходомер воздуха; 16 – воздухозаборник; 17 – винт качества; 18 – клапан добавочного воздуха; 19 – винт количества; 20 – пусковая форсунка; 21 – реле; 22 – ключ зажигания; 15, 30, 50 – номера клемм коммутации

### Обзор основных систем

*Mono-Jetronic* – это электронно-управляемая одноточечная система центрального впрыска высокого давления, особенностью которой является наличие топливной форсунки центрального распо-

ложения, управляемого электромагнитным клапаном. Распределение топлива по цилиндрам осуществляется во впускном коллекторе. Различные датчики контролируют все основные рабочие характеристики двигателя, они используются для расчета управляющих сигналов для форсунок и других исполнительных устройств системы.

*K-Jetronic* – это электронно-управляемая система распределенного впрыска топлива. Она является механической системой, которая не требует применения топливного насоса с приводом от двигателя. Она осуществляет непрерывное дозирование топлива пропорционально количеству воздуха, всасываемого при такте впуска. Так как система производит прямое измерение расхода воздуха, она может учитывать изменения в работе двигателя, что позволяет использовать ее вместе с оборудованием для снижения токсичности ОГ.

*KE-Jetronic* – это электронно-управляемая система распределенного впрыска топлива. Она является усовершенствованным вариантом системы K-Jetronic. Она содержит электронный блок управления для повышения гибкости работы и обеспечения дополнительных функций. Дополнительными компонентами системы являются: датчик расхода всасываемого в цилиндры воздуха; исполнительный механизм регулирования качества рабочей смеси; регулятор давления, поддерживающий постоянство давления в системе и обеспечивающий прекращение подачи топлива при выключении двигателя.

*L-Jetronic* – это электронно-управляемая система распределенного впрыска топлива. Она сочетает в себе преимущества систем с непосредственным измерением расхода воздуха и возможности, представляемые электронными устройствами. Так же как система K-Jetronic данная система распознает изменения в условиях работы двигателя (износ, нагарообразование в камере сгорания, изменение в зазорах клапанов), что обеспечивает постоянный оптимальный состав ОГ.

*L2-Jetronic* – это электронно-управляемая система распределенного впрыска топлива. Система обладает дополнительными функциями по сравнению с теми, которые предлагает аналоговое устройство L-Jetronic.

*LH-Jetronic* схожа с L-Jetronic, различие заключается в методах измерения расхода всасываемого воздуха. Так как в системе LH-Jetronic используется тепловой измеритель массового расхода воздуха, результаты не зависят от плотности воздуха, которая изменяется в зависимости температуры и давления.

*L3-Jetronic*. Обладает дополнительными функциями по сравнению с теми, которые предлагает аналоговое устройство L-Jetronic. В электронном блоке управления системы L-Jetronic применяется цифровая обработка для регулирования качества смеси на базе анализа зависимости нагрузка/частота вращения коленчатого вала двигателя.

*Motronic* состоит из ряда подсистем. Принцип системы основан на том, что зажигание и впрыск топлива объединены в одну систему. И поэтому отдельные элементы системы обладают повышенной гибкостью и возможностью управлять огромным количеством характеристик работы двигателя.

*ME-Motronic* – эта система объединяет в себе систему впрыска топлива LE2-Jetronic, в которой помимо клапана дополнительной подачи воздуха в дополнительном воздушном канале, имеется повторный регулятор холостого хода, и систему полностью электронного зажигания VSZ.

*Mono-Motronic* является скомбинированной системой зажигания и впрыска топлива на базе дискретного центрального впрыска топлива Mono-Jetronic.

*KE-Motronic* является скомбинированной системой зажигания и впрыска топлива на базе непрерывного впрыска топлива KE-Jetronic.

*Sport-Motronic* является усовершенствованной комбинированной системой зажигания и впрыска топлива, обладает повышенной гибкостью и позволяет эксплуатировать двигатель в условиях с максимальной скоростной нагрузкой.

## 2.5. Топливоподающая аппаратура газовых двигателей

Применение газообразного топлива в дизелях и карбюраторных двигателях имеет особенности.

**Перевод дизеля на газообразное топливо** можно осуществить двумя способами.

**Первый способ** – переоборудование дизеля в газовый двигатель с искровым зажиганием. Для этого снижают степень сжатия в цилиндрах двигателя до 8,0–9,0, устанавливают систему зажигания и газобаллонное оборудование. Двигатель работает как карбюраторный и дизельное топливо нельзя применять. Двигатель претерпевает серьезные конструктивные изменения.

**Второй способ** – предполагает одновременное использование дизельного и газообразного топлива. Для подачи газообразного топлива двигатель оборудуют дополнительной газобаллонной установкой. Газ через смеситель подается во впускной трубопровод и в смеси с воздухом засасывается в цилиндры двигателя. Затем, в конце такта сжатия в цилиндры впрыскивается дизельное топливо (20 % от номинального расхода), которого достаточно для воспламенения и которое выполняет роль искры зажигания. Двигатель развивает высокую мощность при хорошей экономичности, резко снижается содержание сажи в ОГ.

**Перевод карбюраторного двигателя на газообразное топливо.**  
**Первый способ** предусматривает создание газовой модификации стандартного карбюраторного двигателя оснащением его газобаллонной установкой и карбюратором-смесителем. Двигатель может работать и на бензине и на газе. При этом, на бензине он развивает полную мощность, а на газовом топливе она будет меньше на 7–11 % при использовании бутаново-пропановых смесей и на 16–20 % – при использовании метана.

**Второй способ** предусматривает создание специального газового двигателя, развивающего полную мощность только на газообразном топливе. Для этого повышается степень сжатия и устанавливается газовый смеситель.

**Газобаллонные установки.** По виду газообразного топлива они подразделяются на три типа:

- 1 – для сжатого природного газа;
- 2 – жидкого метана;
- 3 – сжиженного пропан-бутанового газа.

Независимо от вида применяемого газа газобаллонная установка состоит из баллонов для хранения и транспортирования газа, испаряющего или подогревающего устройства, газового редуктора, дозирующего устройства, смесителя, трубопроводов и контрольных приборов. Сжатый природный газ хранится при высоком давлении (до 20 МПа) в толстостенных сосудах. Жидкий метан содержится при температуре кипения (112 К) в изотермных сосудах. Сжиженный пропан-бутан имеет максимальное рабочее давление 1,6 МПа.

## ГЛАВА 3. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

### 3.1. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма

Приступая к работе над этим разделом, прежде всего следует ознакомиться с основными параметрами, характеризующими кривошипно-шатунный механизм (радиус кривошипа, ход поршня, длина шатуна, мертвая точка и т.д), выучить уравнения, с помощью которых описывается перемещение поршня, его скорость и ускорение. Наиболее важным параметром (с точки зрения практического применения) является ускорение, которое обуславливает инерционные нагрузки в кривошипно-шатунном механизме. Ускорение поршня определяется по следующему уравнению:

$$J = R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

где  $R$  – радиус кривошипа;

$\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала;

$\varphi$  – угол поворота кривошипа в рассматриваемый момент времени, отсчитываемый от оси цилиндра в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке;

$\lambda = R/L$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

$L$  – длина шатуна.

Для анализа динамики кривошипно-шатунного механизма необходимо изучить силы, действующие в этом механизме. К их числу относятся силы от давления газов ( $P_r$ ), силы инерции масс, движущихся возвратно-поступательно ( $P_j$ ) и вращательно ( $P_r$ ). Динамический расчет производят обычно для суммарных сил. Исходной силой является суммарная сила  $P_\Sigma$ , действующая на поршень и представляющая собой алгебраическую сумму сил  $P_r$  и  $P_j$ .

Сила  $P_\Sigma$ , действующая вдоль оси цилиндра, может быть разложена на две составляющие: перпендикулярную к оси цилиндра  $N$  и направленную по оси шатуна  $S$ . Сила  $S$  сжимает или растягивает шатун и передается на кривошип. Сила  $S$ , перенесенная по линии ее действия в центр шатунной шейки кривошипа, раскладывается на

две составляющие: нормальную силу  $K$ , направленную по радиусу кривошипа, и тангенциальную силу  $T$ , касательную к окружности радиуса кривошипа. Произведение силы  $T$  на радиус кривошипа  $R$  дает крутящий момент  $M_{кр}$ .

## **3.2. Конструкция и расчет деталей и систем автомобильных двигателей**

### **3.2.1. Кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы**

При изучении расчета деталей двигателя прежде всего следует ознакомиться с методикой выбора расчетных режимов, основываясь на нахождении наиболее тяжелых условий работы деталей, обратить внимание на особенности конструкций корпусных деталей двигателей жидкостного и воздушного охлаждения.

Следует подробно ознакомиться с конструкцией механизмов и деталей современных автомобильных двигателей, знать основные зазоры в соединениях, материалы, из которых изготавливаются основные детали.

Необходимо обратить внимание на термообработку и способы повышения прочности и износостойкости отдельных деталей. Усвоить методы расчета на прочность.

При изучении коленчатого вала следует ознакомиться с конструкцией подшипников, уплотнения вала, фиксации вала от продольных перемещений.

При расчете деталей двигателя на прочность необходимо обращать внимание на их конструктивные особенности, с чем связан выбор расчетной методики.

Так, у двигателей с жидкостным охлаждением в стенках цилиндра наиболее опасными будут тангенциально направленные напряжения растяжения, которые определяются по формуле

$$\sigma_z = 0,5 p_{зд} \cdot D / \delta,$$

где  $p_{зд}$  – действительное давление конца сгорания, МПа;

$D$  – диаметр цилиндра, мм;

$\delta$  – толщина стенки гильзы, мм.

У двигателей воздушного охлаждения цилиндры имеют наружное ребрение, которое значительно усиливает прочность цилиндра в тангенциальном направлении. В этом случае наиболее опасные напряжения будут иметь место в кольцевом сечении (сечение, образуемое внутренним диаметром цилиндра и наружным диаметром у основания ребер). Для несущих цилиндров (имеющих фланцевое крепление к картеру) они определяются по формуле

$$\sigma'_z = 0,25 p_{зд} \cdot D / \delta .$$

При работе двигателя с вышеупомянутой конструкцией цилиндров последние будут испытывать напряжения изгиба от действия боковой силы  $N$ , определяемые по формуле

$$\sigma_u = (N \cdot h)_{\max} / w_{ц} ,$$

где  $h$  – плечо приложения силы  $N$ , м (см. рис. 1 в [10]);

$w_{ц}$  – момент сопротивления поперечного сечения цилиндра, м<sup>3</sup>:

$$w_{ц} = 0,1(D_1^4 - D^4) / D_1 .$$

Суммарное напряжение в стенке цилиндра двигателя с воздушным охлаждением от растяжения и изгиба

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma'_z + \sigma_u .$$

Если цилиндр двигателя с воздушным охлаждением крепится к картеру с помощью несущих анкерных шпилек, то напряжения в кольцевом сечении цилиндра не определяются, а рассчитываются только шпильки.

Расчет поршня начинается, как правило, с определения напряжений изгиба в его днище. Расчету подвергается днище, плоское или близкое к нему по конфигурации:

$$\sigma_u = 0,25 P_{z \max} \cdot (d_b / \delta)^2 ,$$

где  $p_{z \max}$  – максимальное давление газов, МПа;

$d_{\text{в}}$  – внутренний диаметр поршня у днища;

$\delta$  – толщина днища.

Головка поршня рассчитывается на сжатие в сечении А–А, ослабленном отверстиями для отвода масла (см. рис. 2 в [10]):

$$\sigma_u = p_{z \max} / F_{\text{А-А}},$$

где  $p_{z \max}$  – сила давления газов на поршень, МН;

$F_{\text{А-А}}$  – площадь сечения поршня, м<sup>2</sup> (рассчитывается по принятым конструктивным размерам).

Первая межкольцевая перемычка рассматривается как кольцевая пластинка, защемленная по окружности основания канавки. Расчет производится на изгиб:

$$\sigma_u = 0,0045 p_{z \max} \cdot (D/S)^2$$

и срез:

$$\tau = 0,0314 p_{z \max} \cdot (D/S),$$

где  $S$  – толщина первой перемычки.

Суммарные напряжения определяются по третьей теории прочности:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau^2}.$$

Далее следует определить удельное давление в направляющей части поршня (юбке):

$$q_{\text{ю}} = N_{\max} / DL_{\text{ю}},$$

где  $N_{\max}$  – максимальная боковая сила, МН;

$D$  – диаметр цилиндра, м;

$L_{\text{ю}}$  – высота юбки поршня, м.

При расчете поршневого кольца необходимо определить давление его на стенку цилиндра (эпюру давления), напряжение изгиба

кольца в рабочем состоянии (когда оно вместе с поршнем установлено в цилиндр двигателя) и при надевании его на поршень.

Для того чтобы построить эпюру давления кольца на стенку цилиндра, необходимо вначале определить его среднее давление на эту стенку:

$$p_{\text{ср}} = 0,142E \frac{S_0/t}{(D/t - 1)^3 D/t},$$

где  $E$  – модуль упругости;

$S_0$  – зазор между концами кольца в свободном состоянии;

$t$  – радиальная толщина кольца.

Давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности ( $\varphi = 0 \dots 180^\circ$ )

$$P_\varphi = P_{\text{ср}} \cdot \mu.$$

Значения коэффициента  $\mu$  выбираются из табл. 3.1.

Т а б л и ц а 3.1

### Значения коэффициента $\mu$

$\varphi$ , град	0	30	60	90	120	150	180
$\mu$	1,05	1,05	1,14	0,9	0,45	0,68	2,85

По вычисленным значениям  $p_\varphi$  может быть построена эпюра давлений, которая имеет грушевидную форму. Переход кольца из свободного состояния в рабочее (при введении его в цилиндр) осуществляется за счет изменения его кривизны, в результате чего все сечения кольца нагружаются увеличивающимся от замка изгибающим моментом.

Максимальные напряжения при изгибе кольца в рабочем состоянии, возникающие в его поперечном сечении напротив замка:

$$\sigma_u = 2,61 p_{\text{ср}} \left( \frac{D}{t} - 1 \right)^2.$$

Максимальные напряжения, возникающие при разведении замка в процессе надевания кольца на поршень:

$$\sigma'_u = 2,55E \frac{1 - 0,114S_o/t}{(D/t - 1)D/t}.$$

При расчете поршневого пальца определяются удельные давления пальца на втулку шатуна  $q_{ш}$  и на бобышки поршня  $q_6$ , обуславливающие в конечном итоге износостойкость сочленения:

$$q_{ш} = \frac{p_{z \max} \cdot F_n + P_j}{d_3 \cdot a},$$

где  $p_{z \max}$  – максимальное давление газов, МПа (на режиме максимального крутящего момента – для бензиновых двигателей, на номинальном режиме – для дизелей);

$P_j$  – сила инерции массы поршневой группы в сборе:

$$P_j = -m_{nr} R \omega^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}, \text{ Нм};$$

$d_3$  – наружный диаметр пальца, м;

$a$  – длина опорной поверхности пальца в головке шатуна, м (см. рис. 2 в [10]).

$$q_6 = P/2d_3 l_6,$$

где  $P = P_{z \max} + KP_j$ ;

$K$  – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца;

$l_6$  – рабочая длина бобышек поршня, м.

Максимальные напряжения от изгиба имеют место в средней части пальца и определяются по формуле

$$\sigma_u = \frac{P(l + 2b - 1,5a)}{1,2d_3^3 (1 - \alpha^4)},$$

где  $\alpha = d_{пв}/d_3$ .

Максимальные напряжения при срезе пальца возникают в сечениях, расположенных в зазорах между торцами бобышек и поршневой головки шатуна:

$$\tau = \frac{0,85P(l + \alpha + \alpha^2)}{d_3^3(1 - \alpha^4)}.$$

Расчет распределительного вала заключается в определении напряжения смятия в месте контакта рабочих поверхностей кулачка и толкателя, а также стрелы прогиба вала.

Вначале определяется наибольшая сила, действующая на кулачок в начальный период открытия выпускного клапана:

$$P_{T \max} = (P_{\text{пр}} + P_{\Gamma})(l_{\text{кл}}/l_{\text{T}}) + P_{jT},$$

где  $P_{\text{пр}} = P_{\text{пр min}}$  – сила упругости пружины при закрытом клапане;

$P_{\Gamma}$  – сила давления газов:

$$P_{\Gamma} = \frac{\pi d_{\text{в}}^2}{4}(p_r - p'_r),$$

где  $p_r$  – давление в цилиндре в момент начала открытия выпускного клапана;

$p'_r$  – давление в выпускном коллекторе;

$d_{\text{в}}$  – наружный диаметр головки выпускного клапана;

$P_{jT}$  – сила инерции деталей клапанного механизма, приведенная к толкателю.

Для выпуклого кулачка эту силу можно определить по выражению

$$P_{jT} = M_T \omega_k^2 (r_1 - r_0),$$

где  $M_T$  – масса движущихся деталей механизма газораспределения, приведенная к толкателю;

$r_1 - r_0$  – радиусы профиля кулачка (см. рис. 6 в [10]).

Напряжение смятия, возникающее в месте контакта рабочих поверхностей кулачка и толкателя:

$$\sigma_{\text{см}} = 0,418 \sqrt{\frac{2P_{T \max} E_{\text{к}} E_{\text{т}}}{B_{\text{к}} (E_{\text{к}} + E_{\text{т}})} \left( \frac{1}{r_p} - \frac{1}{r_1} \right)},$$

где  $B_{\text{к}}$  – несущая ширина опорной поверхности толкателя (ширина кулачка);

$E_{\text{к}}, E_{\text{т}}$  – модули упругости материалов кулачка и толкателя;

$r_p$  – радиус кривизны кулачка;

$r_1$  – радиус кривизны толкателя (при плоском толкателе  $r_1 = \infty$ ).

Стрела прогиба распределительного вала определяется по следующей зависимости:

$$f = 6,8 \frac{P_{T \max} l_1^2 (l - l_1)^2}{EI(d_{\text{н}}^4 - d_{\text{вн}}^4)},$$

где  $l$  – длина участка вала между опорами;

$l_1$  – расстояние от левой опоры до точки приложения силы  $P_T$ ;

$d_{\text{н}}, d_{\text{вн}}$  – соответственно наружный и внутренний диаметры распределительного вала (см. рис. 7 в [10]).

Определенные затруднения вызывает у студентов изучение расчета подшипника скольжения. Исходными данными для расчета являются диаметр шейки вала  $d_{\text{ш}}$ , рабочая ширина подшипника  $l_{\text{ш}}$ , частота вращения коленчатого вала  $n$ , а также средняя нагрузка на шейку  $P$ .

Расчет выполняется в такой последовательности:

1. Определяется условное давление шейки на подшипник

$$k = P/d_{\text{ш}} l_{\text{ш}}.$$

2. Диаметральный зазор между шейкой и подшипником

$$\Delta = 0,007 \sqrt{d_{\text{ш}}}.$$

3. Радиальный зазор

$$\delta = \Delta/2.$$

4. Относительный зазор

$$\psi = \Delta/d_{\text{ш}}.$$

5. Угловая скорость вала

$$\omega = \pi n/30.$$

6. Безразмерный коэффициент нагруженности подшипника

$$\phi = k\psi^2/\mu\omega,$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость масла.

7. Относительная длина подшипника  $l_{\text{ш}}/d_{\text{ш}}$ .

8. По найденным значениям  $\phi$  и  $l_{\text{ш}}/d_{\text{ш}}$  определяется относительный эксцентриситет  $\chi$ . Для этого используются графики, приводимые в литературе (см. рис. 8 в [10]).

9. Минимальная толщина масляного слоя между шейкой и подшипником

$$h_{\text{min}} = \delta(1 - \chi).$$

10. Коэффициент запаса надежности, подшипника

$$K_{\text{н}} = h_{\text{min}}/h_{\text{кр}},$$

где  $h_{\text{кр}}$  – критический слой масла в подшипнике.

Значение коэффициента запаса надежности подшипника не должно быть меньше 1,5.

### ***3.2.2. Смазочная система и система охлаждения***

Изучая смазочную систему, следует обратить внимание на способы подачи масла к системам двигателя и очистки масла.

Необходимо изучить конструкцию и работу всех агрегатов и приборов системы смазывания и охлаждения, усвоить методы их расчета, ознакомиться с эксплуатацией систем при различных режимах работы двигателя в летнее время и зимой, следует знать сорта масел, применяющихся для смазывания двигателя, сроки их смены, а также состав охлаждающих жидкостей.

В настоящее время для смазывания двигателя внутреннего сгорания применяется широкий спектр моторных масел отечественного и зарубежного производства. Марка масла должна выбираться в зависимости от сезона. Летом, например, М-12Г<sub>1</sub>, М-10Г<sub>1</sub> (для бензиновых) и М-12Г<sub>2</sub> и М-10Г<sub>2</sub> (для дизелей). Зимой М-8Г<sub>1</sub> и М-8Г<sub>2</sub>. Могут использоваться всесезонные масла, например, М-6<sub>3</sub>/10Г<sub>1</sub>, Shell SAE 15W-40 API CF-4.

Отработанное масло из картера следует сливать с прогретого двигателя. В первую очередь следует снять пробку маслосливной горловины, затем отвернуть пробку масляного картера. После того, как все масло вытечет из картера, пробку завернуть на место. Масло в двигатель заливается через маслосливную горловину (после замены или очистки фильтрующих элементов) до уровня верхней метки на масломерном щупе.

Необходимо изучить устройство для автоматического регулирования температурного состояния двигателя и устройство, ограничивающее максимальное давление масла в смазочной системе.

В качестве охлаждающих жидкостей широкое распространение в последнее время получили составы на основе этиленгликоля (ОЖ-40, 65: Тосол А40М, А65М). В качестве резервной жидкости может быть использована чистая мягкая вода. Следует помнить, что в горячий двигатель нельзя заливать холодную охлаждающую жидкость во избежание появления трещин в блоке. Вообще же при обращении со специальными охлаждающими жидкостями следует соблюдать определенные меры предосторожности, т.к. этиленгликоль – вещество ядовитое.

Следует изучить методику расчета подшипников скольжения колчатого вала, расчета масляного насоса и радиатора, а также подробно ознакомиться с конструкцией систем охлаждения современных автомобильных двигателей, сравнить системы жидкостного и воздушного охлаждения и оценить их преимущества и недостатки, уяснить преимущества закрытой системы жидкостного охлаждения.

### **3.2.3. Система пуска двигателя**

Следует ознакомиться с системой пуска как бензиновых, так и дизельных двигателей. Необходимо изучить, при каких частотах вращения коленчатого вала бензинового и дизельного двигателей возможен их запуск. Следует изучить способы облегчения пуска при низких температурах.

## **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ**

При изучении дисциплины «Автомобильные двигатели» в течение семестра студент выполняет курсовую работу по расчету рабочего цикла двигателя и динамическому расчету. Исходные данные каждому студенту выдаются индивидуально, недостающие для расчета величины принимаются из литературных источников.

Целью курсовой работы является:

1. Закрепление и углубление знаний, получаемых студентами при изучении дисциплины «Автомобильные двигатели», а также по ранее пройденным дисциплинам.
2. Выработка навыков самостоятельной творческой деятельности (см. «Стандарт предприятия. Курсовое проектирование» [12]).

Выполнение курсовой работы должно проводиться на протяжении всего семестра, планомерно и творчески.

Курсовая работа включает расчетно-пояснительную записку и графическую часть.

### **Содержание расчетно-пояснительной записки**

Расчетно-пояснительная записка должна содержать следующие разделы:

1. Задание (исходные данные) по курсовой работе (выдается кафедрой).
2. Введение.
3. Расчет рабочего цикла двигателя на режиме номинальной мощности [4].
4. Динамический расчет двигателя на режиме номинальной мощности [4].

5. Использованная литература (все данные о литературном источнике приводятся с необходимой полнотой: фамилия и инициалы авторов, полное название, место издания, издательство, год издания).

6. Оглавление (записки).

### Содержание графической части курсовой работы

Графическая часть курсовой работы состоит из одного листа – диаграмм расчета рабочего цикла и динамического расчета двигателя, на котором изображаются:

а) индикаторная диаграмма в координатах  $p-V$ ;

б) диаграмма сил давления газов в функции угла поворота коленчатого вала  $P_r = f(\varphi_{\text{град}})$ ; инерционных сил возвратно-поступательно движущихся масс  $P_j$ ; суммарных сил  $P_{\Sigma}$ ;

в) диаграмма тангенциальных и нормальных сил  $T_{\Sigma}$  и  $K_{\Sigma} = f(\varphi)$ ;

г) диаграмма крутящих моментов двигателя;

д) внешняя скоростная характеристика двигателя.

### Методические указания к курсовой работе

Разделы расчетно-пояснительной записки должны включать следующие материалы:

1. **Введение** (краткое изложение назначения двигателя на транспорте, понятие о тепловых двигателях, исторический обзор развития автомобильных двигателей).

2. **Расчет рабочего цикла двигателя** проводится для режима работы, соответствующего номинальной мощности [4]. В результате выполнения теплового расчета должны быть получены параметры рабочего процесса в характерных точках, построена индикаторная диаграмма в координатах  $p-V$  и определены диаметр цилиндра и ход поршня.

3. **Динамический расчет** выполняется для режима номинальной мощности [4] с целью определения инерционных и газовых сил, нагружающих детали кривошипно-шатунного механизма при изменении угла поворота коленчатого вала от 0 до  $720^\circ$  для четырехтактных и от 0 до  $360^\circ$  для двухтактных двигателей с угловым интервалом  $30^\circ$ . В интервале  $360-390^\circ$  расчет выполняется через  $10^\circ$ .

Значения инерционных и газовых сил рекомендуется подсчитывать в такой последовательности:

а) определение или выбор по статистическим данным геометрического параметра  $\lambda = R/L$  (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна);

б) определение по индикаторной диаграмме сил давления газов на поршень и построение диаграммы  $P_r = f(\varphi \text{град})$ ;

в) определение величины масс движущихся возвратно-поступательно  $m_j$  и вращательно  $m_r$ . Массы выбираются приближенно, т.е. по статистическим данным или путем определения конструктивной массы деталей кривошипно-шатунного механизма прототипа;

г) вычисление силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и построение диаграммы  $P_j = f(\varphi \text{град})$ ;

д) вычисление суммарной силы  $P_\Sigma$ , действующей на поршневую головку шатуна, и построение диаграммы  $P_\Sigma = f(\varphi \text{град})$ ;

е) вычисление суммарной тангенциальной силы  $T_\Sigma = f(\varphi)$ , действующей на шатунную шейку кривошипа, и построение диаграммы  $T_\Sigma = f(\varphi \text{град})$ ;

ж) вычисление нормальной силы  $K_\Sigma$ , действующей на шатунную шейку кривошипа, и построение диаграммы  $K_\Sigma = f(\varphi \text{град})$ ;

з) построение внешней скоростной характеристики двигателя;

и) построение диаграммы суммарного крутящего момента двигателя  $\sum M_{кр} = f(\varphi \text{град})$  и определение среднего суммарного индикаторного момента двигателя  $(\sum M_{кр})_{ср}$ . Вычисление среднего эффективного крутящего момента.

Полученные данные динамического расчета позволяют произвести проверку правильности его выполнения. Для этого по среднему значению индикаторного крутящего момента определяется эффективный крутящий момент путем умножения на механический КПД двигателя, и величина его сравнивается с величиной, вычисленной по формуле

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Допустимое отклонение сравниваемых величин не должно превышать 5 %.

Результаты расчета сил сводятся в таблицу.

## Оформление курсовой работы

Диаграммы теплового и динамического расчетов двигателя выполняются в соответствии с требованиями Р 50-77-88 ЕСКД «Правила выполнения диаграмм» [11].

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах стандартного размера (210 × 297 мм) на одной стороне листа. Все листы скрепляются вместе с титульным листом. Титульный лист и последующие листы записки выполняются в соответствии с ГОСТ 2.105-95 ЕСКД «Общие требования к текстовым документам» [5].

В конце записки должен быть список использованной литературы и оглавление.

Проверенную и подписанную консультантом работу (чертеж и пояснительную записку) студент защищает перед комиссией, излагая основные положения по работе и выводы. После доклада студент отвечает на вопросы по существу работы. Комиссия определяет возможность зачета по работе с дифференцированной оценкой.

## Л и т е р а т у р а

1. Автомобильные двигатели / М.В. Архангельский [и др.]; под ред. М.С. Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.: ил.
2. Автомобильные двигатели: методические указания к контрольной и лабораторным работам по дисциплине «Автомобильные двигатели» / Г.М. Кухаренок, И.К. Русецкий. – Минск: БНТУ, 2005. – 68 с.
3. Автомобили / А.В. Богатырев [и др.]; под ред. А.В. Богатырева. – М.: Колос, 2001. – 496 с.: ил.
4. Вершина, Г.А. Методическое пособие по курсам «Теория рабочих процессов ДВС» и «Динамика ДВС» для студентов специальности Т 05.10.00 / Г.А. Вершина, Г.Я. Якубенко. – Минск: Техноперспектива, 2001. – 86 с.
5. Общие требования к текстовым документам: ГОСТ 2.105–95 ЕСКД.
6. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2005. — 344 с.: ил.
7. Двигатели внутреннего сгорания: учебник для вузов: в 3 кн. / В.Н. Луканин [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – 2-е изд. – М.: Высшая школа, 2005. – Кн. 1: Теория рабочих процессов. – 479 с.: ил.
8. Двигатели внутреннего сгорания: учебник: в 3 кн. / В.Н. Луканин [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высшая школа, 2005. – Кн. 2: Динамика и конструирование. – 319 с.: ил.
9. Колчии, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2002. – 496 с.: ил.
10. Русецкий, И.К. Методическое пособие к курсовому проектированию по курсу «Автомобильные двигатели» / И.К. Русецкий, Н.П. Цаюн, Г.Я. Якубенко. – Минск: БПИ, 1983. – 56 с.
11. Правила выполнения диаграмм: Р 50-77-88 ЕСКД.
12. Курсовое проектирование: СТП БНТУ 3.01–2003.

## Оглавление

Предисловие . . . . .	3
<b>Глава 1. ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ.</b> . . . . .	<b>5</b>
1.1. Циклы двигателей внутреннего сгорания. . . . .	6
1.1.1. Идеальные циклы. . . . .	6
1.1.2. Действительные циклы двигателей. . . . .	10
1.1.2.1. Действительные циклы четырехтактных двигателей. . . . .	11
1.1.2.2. Действительные циклы двухтактных двигателей. . . . .	15
1.2. Топливо и реакции его окисления. . . . .	17
1.2.1. Топливо. . . . .	17
1.2.2. Реакции окисления топлив. . . . .	18
1.2.3. Коэффициент избытка воздуха. . . . .	18
1.3. Процессы газообмена. . . . .	20
1.3.1. Организация процесса газообмена. . . . .	20
1.3.2. Показатели процессов газообмена. . . . .	23
1.4. Процесс сжатия. . . . .	26
1.5. Процесс сгорания. . . . .	27
1.5.1. Сгорание в двигателях с искровым зажиганием. . . . .	27
1.5.2. Сгорание в дизелях. . . . .	31
1.5.3. Термодинамический расчет процесса сгорания. . . . .	34
1.6. Процесс расширения. . . . .	37
1.7. Показатели рабочего цикла двигателя. . . . .	39
1.7.1. Индикаторные показатели. . . . .	39
1.7.2. Механические потери. . . . .	42
1.7.3. Эффективные показатели двигателя. . . . .	44
1.8. Тепловой баланс двигателя. . . . .	47
1.9. Наддув двигателей. . . . .	48
1.10. Характеристики двигателей. . . . .	48
<b>Глава 2. СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ.</b> . . . . .	<b>49</b>
2.1. Система подготовки воздуха. . . . .	50
2.1.1. Способы очистки воздуха. . . . .	50
2.1.2. Воздухоочистители. . . . .	50
2.2. Система выпуска отработавших. . . . .	50
2.2.1. Глушители. . . . .	51
	81

2.2.2. Нейтрализаторы. . . . .	51
2.3. Системы питания дизельных двигателей. . . . .	52
2.4. Система питания бензиновых двигателей. . . . .	56
2.4.1. Карбюраторные двигатели. . . . .	56
2.4.2. Инжекторные бензиновые системы питания. . . . .	61
2.5. Топливоподающая аппаратура газовых двигателей. . . . .	64
<b>Глава 3. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ</b>	
<b>АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. . . . .</b>	<b>66</b>
3.1. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма. . . . .	66
3.2. Конструкция и расчет деталей и систем автомобильных двигателей. . . . .	67
3.2.1. Кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы. . . . .	67
3.2.2. Смазочная система и система охлаждения. . . . .	74
3.2.3. Система пуска двигателя. . . . .	76
<b>МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ</b>	
<b>КУРСОВОЙ РАБОТЫ. . . . .</b>	<b>76</b>
Содержание расчетно-пояснительной записки. . . . .	76
Содержание графической части курсовой работы. . . . .	77
Методические указания к курсовой работе. . . . .	77
Оформление курсовой работы. . . . .	78
Литература. . . . .	80

Учебное издание

КУХАРЁНОК Георгий Михайлович  
РУСЕЦКИЙ Игорь Константинович  
ИВАНДИКОВ Михаил Петрович

## АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Методическое пособие  
для студентов заочной формы обучения  
специальностей 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация  
автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис»

Редактор Е.О. Коржуева  
Компьютерная верстка Н.А. Школьниковой

---

Подписано в печать 01.12.2010.

Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 4,82. Уч.-изд. л. 3,77. Тираж 200. Заказ 709.

---

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.