

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

Г. М. Кухарёнок

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальностей
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,
1-37 01 07 «Автосервис»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2021

УДК 621.43(075.8)

ББК 39.35я7

К95

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Технология и организация технического сервиса» БГАТУ,
зав. кафедрой *В. Е. Тарасенко*;
начальник отдела силовых агрегатов ГНУ «Объединенный институт
машиностроения НАН Беларуси» *А. С. Климук*

Кухарёнок, Г. М.

К95 Автомобильные двигатели: учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис» / Г. М. Кухарёнок. – Минск: БНТУ, 2021. – 100 с.

ISBN 978-985-583-248-6.

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

УДК 621.43(075.8)

ББК 39.35я7

ISBN 978-985-583-248-6

© Кухарёнок Г. М., 2021

© Белорусский национальный
технический университет, 2021

ВВЕДЕНИЕ

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 3 и 4-м курсах. 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 главе – «Теория рабочих процессов двигателей» – рассматриваются теоретические основы работы двигателей. Цель – 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 главе – «Системы топливоподачи двигателей» – дается описание топливных систем двигателей с искровым зажиганием и дизелей.

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.

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. Для дизелей широкое распространение получает турбонаддув и системы топливоподачи с электронным управлением. Для бензиновых двигателей – работа на обедненных смесях с применением систем впрыска топлива.

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

1. Созданию двигателей необходимой мощности при различных скоростных и нагрузочных режимах автомобиля или трактора, возможности повышения мощности без серьезных конструктивных изменений, обладанию хорошей приемистостью при трогании с места или изменению режима работы.

2. Обеспечению требуемых экологических показателей.

3. Уменьшению габаритных размеров двигателя и снижению его доли по габаритам и массе в конечном изделии.

4. Максимально возможной экономичности работы двигателя на всех режимах работы по топливу и маслу (снижению расхода масла на угар).

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

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

7. Обеспечению высокой надежности и долговечности в условиях эксплуатации.

8. Максимальному целесообразному уравниванию двигателя и обеспечению необходимой неравномерности крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала.

1.1. Основные понятия и определения для двигателей

Положения кривошипно-шатунного механизма (КШМ) двигателя, при которых оси шатуна и плоскости кривошипа совпадают, называются **мертвыми точками** (рис. 1.1).

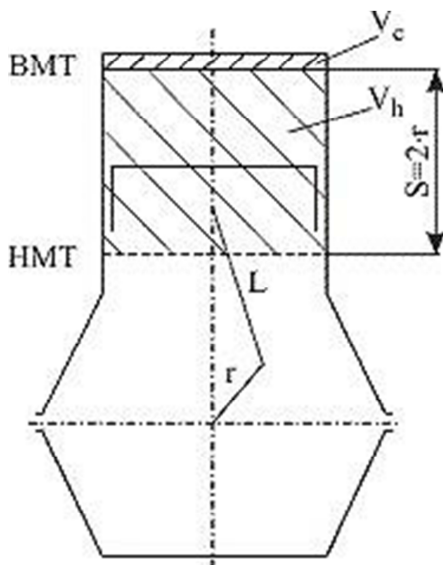


Рис. 1.1. Схема КШМ двигателя

Крайнее положение поршня, при котором расстояние до оси коленчатого вала достигает максимума, называется **верхней мертвой точкой** (ВМТ).

Крайнее положение поршня, при котором расстояние до оси коленчатого вала достигает минимума, называется **нижней мертвой точкой** (НМТ).

Ходом поршня называется расстояние по оси цилиндров между мертвыми точками, что соответствует половине оборота коленчатого вала ($S = 2r$).

При работе двигателя объем внутренней полости цилиндра беспрерывно меняется.

Объемом сжатия (V_c) называется объем над поршнем при его положении в ВМТ.

Рабочий объем цилиндра (V_h) – объем, освобождаемый поршнем при перемещении от точки минимального объема до точки максимального объема. Он равен произведению хода поршня на его площадь:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S,$$

где D – диаметр цилиндра.

Сумма объема сжатия и рабочего объема цилиндра называется **полным объемом цилиндра** (V_a):

$$V_a = V_h + V_c.$$

Геометрическая степень сжатия – отношение полного объема цилиндра к объему сжатия:

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

Рабочим циклом двигателя называется комплекс последовательных процессов, периодически повторяющихся в рабочем цилиндре и обуславливающих работу двигателя.

Такт – часть рабочего цикла, происходящая в интервале движения поршня между двумя мертвыми точками.

Рабочим телом называется вещество (газ или пар), при помощи которого осуществляется преобразование тепловой энергии в механическую.

1.2. 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.

1.2.1. 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 $V = \text{const}$ в системе координат P – V показан на рис. 1.2. 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).

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.

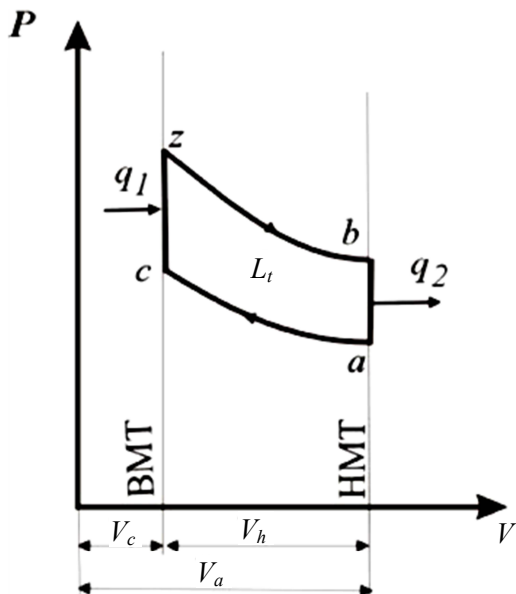


Рис. 1.2. Идеальный цикл с подводом теплоты при $V = \text{const}$

Параметры цикла:

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

V_a — полный объем цилиндра;

V_c — объем сжатия;

V_h — рабочий объем цилиндра;

$$\lambda_p = \frac{P_z}{P_c} \text{ — степень повышения давления;}$$

L_t — работа цикла.

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:

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

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 – повышается при их увеличении. Степень сжатия бензиновых двигателей с искровым зажиганием (ИЗ) ограничивается возможностью появления детонации и составляет $\varepsilon = 8-10$.

Цикл с подводом теплоты при $P = \text{const}$ в системе координат $P-V$ показан на рис. 1.3. 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).

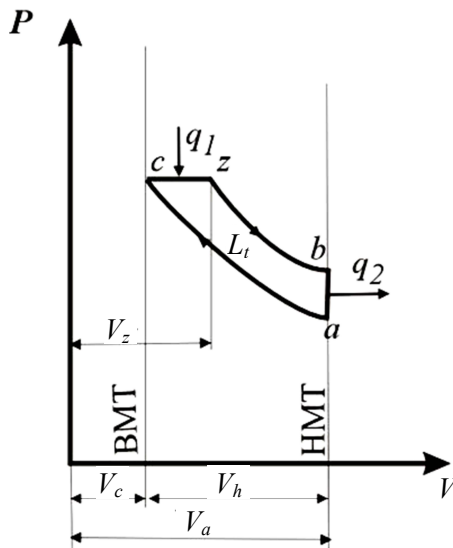


Рис. 1.3. Идеальный цикл с подводом теплоты при $P = \text{const}$

Параметры цикла:

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

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

Термодинамический КПД цикла определяется по следующей зависимости:

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

Анализ данного выражения показывает, что КПД цикла возрастает с повышением степени сжатия ε , и уменьшается с увеличением степени предварительного расширения ρ , 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. 1.4. 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:

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

$$\lambda_p = \frac{P_{z'}}{P_c} - \text{степень повышения давления};$$

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

Формула термодинамического КПД для данного цикла:

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

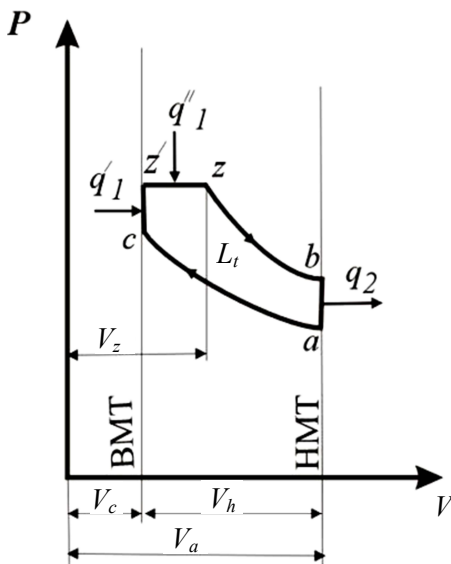


Рис. 1.4. Идеальный цикл со смешанным подводом теплоты при $V = \text{const}$ и $P = \text{const}$

Из данного выражения видно, что η_t цикла возрастает с увеличением ε и зависит от ρ и λ_p . Анализ зависимости показывает, что η_t достигает своего максимума при $\rho = 1$, т. е. когда рассматриваемый цикл превращается в цикл $V = \text{const}$. При $\lambda_p = 1$ 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 ρ повышает η_t , однако при любых значениях ρ повышение λ_p приводит к возрастанию η_t . При уменьшении показателя ρ и неизменном λ_p увеличивается КПД, но одновременно с этим уменьшается полезная работа, получаемая с единицы рабочего объема. Чрезмерное уменьшение степени предварительного расширения ρ 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 экономичнее двигателей с ИЗ. Степень сжатия современных дизелей составляет $\varepsilon = 14\text{--}20$. Низшие значения ε в реальных дизелях ограничиваются температурой самовоспламенения топлива и, соответственно, условиями его надежного пуска.

1.2.2. 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. Например, 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.

1.2.2.1. Действительные циклы четырехтактных двигателей

Действительные циклы двигателей графически изображаются в координатах давление–объем ($P-V$) или в координатах давление–угол поворота коленчатого вала ($P-\phi$). 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 ϕ коленчатого вала – **развернутой**.

По свернутым индикаторным диаграммам (рис. 1.5) удобно проводить термодинамический анализ (определять индикаторную работу, температуру процессов сжатия и расширения, тепловыделение и т. д.).

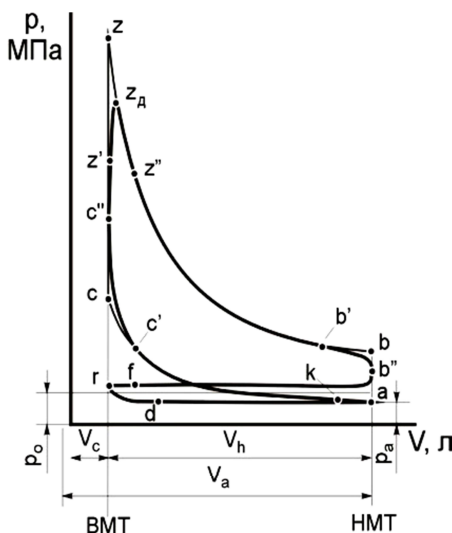


Рис. 1.5. Свернутая индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с ИЗ

Индикаторную диаграмму при испытаниях двигателей чаще всего записывают в координатах $P-\phi$, 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. 1.6.

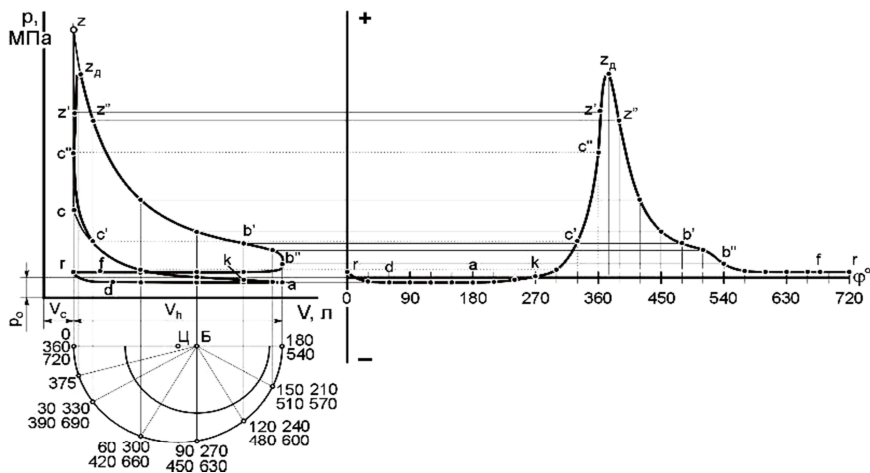


Рис. 1.6. Развернутая индикаторная диаграмма двигателя с ИЗ

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 смесеобразованием он включает следующие процессы (см. рис. 1.5):

- 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 ($c'-c''-z'-z''-z$);
- рабочий ход ($z- z''-b'-b''$). 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. 1.6 видно, что границы реальных процессов не совпадают с мертвыми точками, как это происходит в идеальном цикле.

Свернутая (рис. 1.7) индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля со свободным впуском (без наддува) имеет следующий вид:

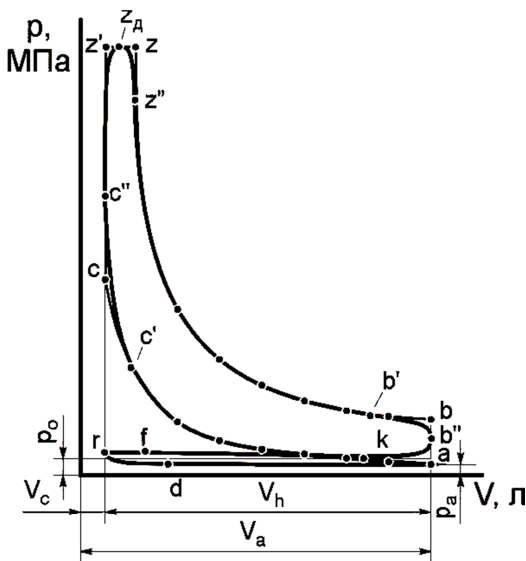


Рис. 1.7. Свернутая индикаторная диаграмма дизеля

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 сгорание при незначительном повышении давления. Протекание процесса сгорания существенно зависит от степени сжатия, физико-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 d , т. е. он занимает часть процесса впуска. На участке $f-r-d$ (оба клапана открыты) происходит продувка цилиндра.

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

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

Для оценки параметров цикла в некоторых случаях используют действительную степень сжатия, 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).

1.2.2.2. 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 топливовоздушной смеси в двигателе с ИЗ, смесеобразование 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. 1.8). Цилиндр данного двигателя имеет три окна: выпускное 1 и продувочное 2, которые открываются верхней частью поршня, и впускное окно, открываемое юбкой поршня. Окно 1 сообщается с внутренней полостью цилиндра, а окно 2 – с кривошипной камерой.

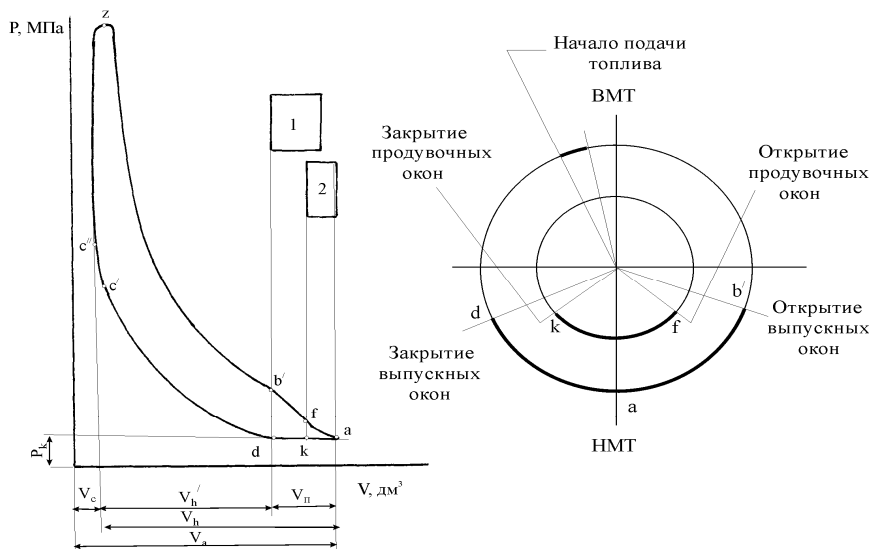


Рис. 1.8. Свернутая индикаторная диаграмма двухтактного двигателя:
1 – выпускное окно; 2 – продувочное окно

Поршень при движении от ВМТ к НМТ (не доходя до НМТ) верхней своей частью начинает открывать выпускное окно l (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 горючая 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_{π} оказывается потерянной для основных процессов. Поэтому различают геометрический V_h (полный) и действительный V'_h рабочие объемы, которые связаны между собой уравнением

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

Соответственно в двухтактных двигателях различают две степени сжатия:

- геометрическую – $\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$,
- действительную – $\varepsilon_d = \frac{V'_h + V_c}{V_c}$.

Доля потерянного объема

$$\psi_{\pi} = \frac{V_{\pi}}{V_h}.$$

Связь между геометрической и действительной степенями сжатия можно выразить следующим образом:

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

или $\varepsilon_d = \varepsilon(1 - \psi_{\pi}) + \psi_{\pi}$.

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

Величина ψ_{π} зависит от схемы продувки и колеблется в пределах от 0,15 до 0,30.

1.3. Топливо и реакции его окисления

1.3.1. 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, содержащимися в 1 кг топлива (табл. 1.1). При использовании кислородсодержащего топлива в элементарном составе учитывают кислород.

Таблица 1.1

Элементарный состав топлива по массе

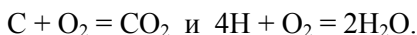
Топливо	Элементарный состав, кг			Низшая теплота сгорания H_u , кДЖ/кг
	С	Н	О	
Бензин	0,85	0,15	–	43 500–44 500
Дизельное топливо	0,856	0,136	0,008	41 500–42 500

1.3.2. Реакции окисления топлива

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 С кг углерода, Н кг водорода и О кг кислорода, достаточно представить в виде

$$\begin{aligned} \text{С кг (С)} + \text{Н кг (H}_2\text{)} + \text{О кг (O}_2\text{)} + (8/3\text{С} + 8\text{Н} - \text{О}) \text{ кг (O}_2\text{)} = \\ = 11/3 \text{ С кг (CO}_2\text{)} + 9\text{Н кг (H}_2\text{O)}. \end{aligned}$$

1.3.3. Коэффициент избытка воздуха

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

Стехиометрическое количество кислорода для сгорания 1 кг топлива:

$$l'_0 = \left(\frac{8}{3}\text{С} + 8\text{Н} - \text{О} \right), \frac{\text{кг кислорода}}{\text{кг топлива}}.$$

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

$$l'_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}\text{С} + 8\text{Н} - \text{О} \right), \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}.$$

Оно называется также стехиометрическим количеством воздуха. Для бензина

$$l_0 = 14,8 \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}.$$

Для дизельного топлива

$$l_0 = 14,4 \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}.$$

При необходимости проведения расчетов в молях, теоретически необходимое количество воздуха

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_v}, \frac{\text{кмоль воздуха}}{\text{кг топлива}},$$

где μ_v – молекулярная масса воздуха ($\mu_v = 28,97$ 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:

$$\alpha = \frac{l}{l_0} = \frac{L}{L_0}.$$

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, характеризуемую $\alpha > 1$, 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).

Для углубленного изучения данной дисциплины студенту необходимо самостоятельно изучить понятия «горючая смесь», «продукты сгорания», «коэффициент молекулярного изменения».

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

1.4. Процессы газообмена

Для осуществления рабочего процесса в реальных двигателях необходимо удалять из цилиндров образующиеся за каждый цикл 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.

1.4.1. Организация процесса газообмена

Процесс выпуска. В конце рабочего хода (рис. 1.9), 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.

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 достиг-

нет ВМТ, при этом из цилиндра удаляется 95–98 % массы газов. Выпускной клапан закрывается в точке d после НМТ.

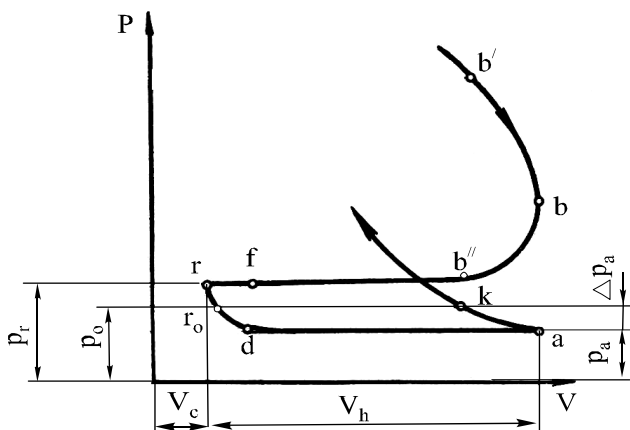


Рис. 1.9. Диаграмма процесса газообмена четырехтактного двигателя

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

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. 1.9) 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) $p_r > p_o$ 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° ПКВ после НМТ. При запаздывании закрытия впускного 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 %.

Дополнительно студенту необходимо самостоятельно изучить вопрос «Организация процесса газообмена в двухтактных двигателях».

1.4.2. Показатели процессов газообмена

В процессе впуска надо изучить показатели, характеризующие его совершенство: давление и температуру в конце наполнения (P_a и T_a), коэффициент остаточных газов γ_r и коэффициент наполнения η_v .

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

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

для двигателей с наддувом

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

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 γ_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 $\gamma_r = 0,07$ – $0,12$, для дизелей $\gamma_r = 0,03$ – $0,06$. Значения T_a лежат в пределах $T_a = 340$ – 400 К и $T_a = 310$ – 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 η_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 принимаются 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 $\eta_v = 0,75-0,85$, для дизелей без наддува $\eta_v = 0,80-0,90$, с наддувом $\eta_v = 0,92-0,98$.

1.5. 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 $n_1 = 1,30-1,39$, для дизелей $n_1 = 1,38-1,42$.

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 $P_c = 0,7-2,0$ МПа; в дизелях – $3,0-5,0$ МПа.

Определение температуры конца сжатия производится по уравнениям

$$T_c V_c^{n_1-1} = T_a V_a^{n_1-1},$$

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

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

1.6. Процесс сгорания

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

1.6.1. 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 двигателя 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. 1.10) и диаграмму «чистого» сжатия–расширения (рис. 1.10), которая получается при выключенном зажигании (отсутствии воспламенения).

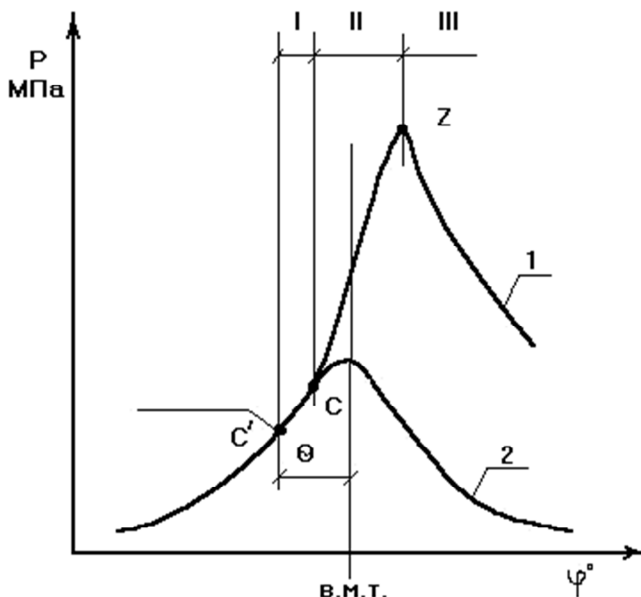


Рис. 1.10. Развернутая индикаторная диаграмма процесса сгорания в двигателе с ИЗ:

- 1 – участок развернутой индикаторной диаграммы;
- 2 – диаграмма «чистого» сжатия–расширения

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

Отметим точку C^I , 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 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° ПКВ после ВМТ. Угол опережения зажигания на номинальном режиме равен 30–35° ПКВ до ВМТ.

Скорость сгорания в основной фазе определяет быстроту нарастания давления по углу ПКВ – жесткость работы двигателя $\frac{dP}{d\varphi} \frac{\text{МПа}}{\text{град}}$ 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;
- растёт 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.

Также следует самостоятельно 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.

1.6.2. 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. 1.11) начинается с момента поступления топлива в цилиндр (точка 1) и заканчивается в момент отрыва кривой сгорания от линии сжатия (точка 2). Впрыскивание топлива происходит до прихода поршня в ВМТ. Угол опережения впрыска топлива составляет $-5-35^\circ$ ПКВ.

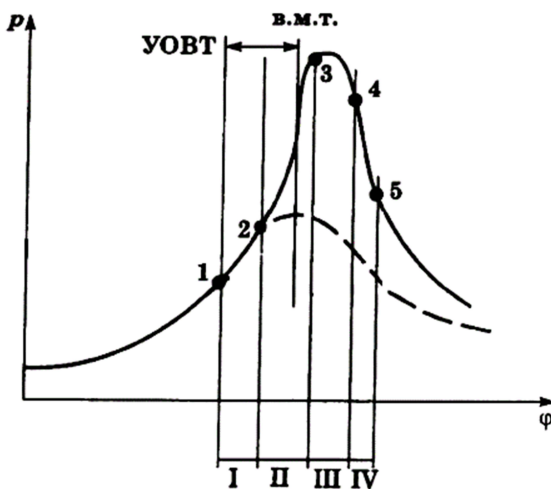


Рис. 1.11. Развернутая индикаторная диаграмма процесса сгорания в дизеле

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 топлива, испарившегося в первой фазе, 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 авто-тракторных дизелей $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,4\text{--}1,0$ 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 $70\text{--}100^\circ$ 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, соеди-

ненных 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;
- 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.

1.6.3. Основные пути улучшения процессов сгорания в бензиновых двигателях и дизелях

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.

1.6.4. 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. 1.12).

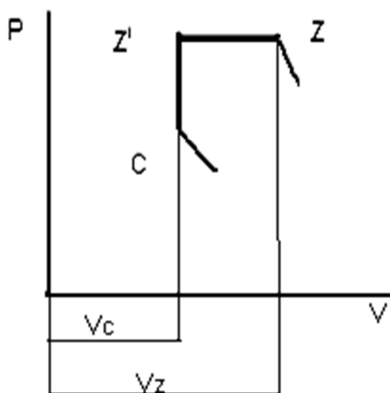


Рис. 1.12. Расчетная схема процесса сгорания дизеля

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 газов в начале и конце сгорания;

L_{cz} – работа, совершаемая газами на участке $c-z$.

В реальном цикле количество теплоты, выделившейся на участке $c-z$, будет больше на величину потерь:

ΔQ_w – потери теплоты от газов в стенки;

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

ΔQ_{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 ξ , 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;

γ_r – коэффициент остаточных газов;

μc_m и μc_p – мольные теплоемкости рабочей смеси и продуктов сгорания;

λ – степень повышения давления;

μ – 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 λ .

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

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

Расчетное давление в конце сгорания:

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

Для дизелей действительное давление в конце сгорания P_{zq} равно расчетному, для бензиновых двигателей:

$$P_{zq} = \varphi_p P_{zt},$$

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

1.7. 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 полу-

чают 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 температур 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.

Таблица 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

1.8. Показатели рабочего цикла двигателя

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

1.8.1. 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 η_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.

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** :

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

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;

τ – 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:

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

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 η_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 η_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 действительного цикла, является **удельный индикаторный расход топлива** – часовой расход топлива, приходящийся на единицу развиваемой двигателем индикаторной мощности:

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

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.

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.

Таблица 1.3

Значения индикаторных показателей двигателей
на номинальном режиме работы

Двигатели	Показатели		
	P_i , МПа	η_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

По сравнению с четырехтактными двухтактные двигатели имеют более низкие индикаторные показатели p_i и η_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 %.

Дополнительно студенту следует рассмотреть вопрос «влияние различных факторов на индикаторные показатели двигателей».

1.8.2. Механические потери

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

К ним относятся следующие потери:

1. Потери мощности на трение ($N_{тр}$).
2. Потери мощности на совершение насосных ходов поршня ($N_{нас}$).
3. Потери мощности на привод вспомогательных механизмов ($N_{пр}$).
4. Потери мощности на механический привод компрессора ($N_{к}$).
5. Гидравлические потери мощности ($N_{г}$).
6. Вентиляционные потери ($N_{в}$).

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

$$N_{мп} = N_{тр} + N_{нас} + N_{пр} + N_{к} + N_{г} + N_{в}.$$

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

Таблица 1.4

Доля различных видов механических потерь от общих потерь
в двигателе на номинальном 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

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

Механические потери в двигателе оцениваются механическим КПД η_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.

Таблица 1.5

Значения механического КПД на номинальном режиме работы

Тип двигателя	η_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

1.8.3. 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.

$$N_e = N_i - N_{мп}.$$

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. $\eta_i = \eta_l \eta_o$, то $\eta_e = \eta_l \eta_o \eta_m$.

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

Эффективный удельный расход топлива – часовой расход топлива, приходящийся на один киловатт эффективной мощности:

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

Взаимосвязь η_e и g_e определяется выражением

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

Эффективные показатели ДВС приведены в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Значения эффективных показателей двигателей

Двигатели	P_e , МПа	g_e , г/кВт ч	η_e
Четырехтактные с ИЗ	1,1–1,3	300–215	0,27–0,38
Четырехтактные дизели:			
без наддува	0,65–0,8	235–202	0,36–0,42
с наддувом	1,2–1,8	223–188	0,38–0,45
Двухтактные дизели:			
без наддува	0,4–0,6	257–223	0,33–0,38
с наддувом	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 η_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 дм² площади сечения цилиндра:

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

где $F_{\text{п}}$ – 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.

1.9. 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.

Таблица 1.7

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

Тип двигателя	q_e	$q_{\text{охл}}$	$q_{\text{г}}$	$q_{\text{нс}}$	$q_{\text{ост}}$
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 отработавшими газами.

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

1.10. 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.

В дополнительной литературе студенту следует самостоятельно 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 надувочного воздуха. Проанализировать, как изменяются показатели рабочего цикла двигателей при наддуве.

1.10.1. Виды наддува

Различают следующие виды наддува:

- скоростной;
- инерционный;
- механический;
- газотурбинный;
- комбинированный.

Скоростной наддув основан на аэродинамическом эффекте преобразования скорости потока воздуха в статическое давление. Конструктивно он может быть реализован в виде воздушного патрубка, направленного навстречу потоку воздуха при движении транспортного средства. Такой наддув не находит широкого применения, т. к. при движении со скоростью до 200 км/ч не обеспечивает достаточного количественного эффекта повышения мощности.

Инерционный наддув основан на использовании колебательного движения газа в процессе впуска (и выпуска), вследствие чего воз-

никает волна давления. Если настроить впускную систему так, что к концу процесса впуска (в период дозарядки) в трубопроводе у впускного клапана давление будет выше атмосферного, то произойдет дозарядка цилиндра. Аналогичный эффект может быть получен в том случае, если к концу процесса выпуска у выпускного клапана образовалось разрежение, при этом улучшается очистка цилиндров от отработавших газов и в него поступит большее количество свежего заряда. Инерционный наддув дает возможность в отдельных случаях увеличить мощность двигателей на 10–20 %.

В современных условиях развития двигателестроения основное значение имеют механический, газотурбинный и комбинированный (сочетающий газотурбинный и механический способы наддува) наддувы.

1.10.2. Механический наддув

При механическом наддуве нагнетатель приводится в движение от коленчатого вала двигателя (рис 1.13). Нагнетатели могут быть роторными, роторно-зубчатыми (Рут), поршневыми или центробежными.

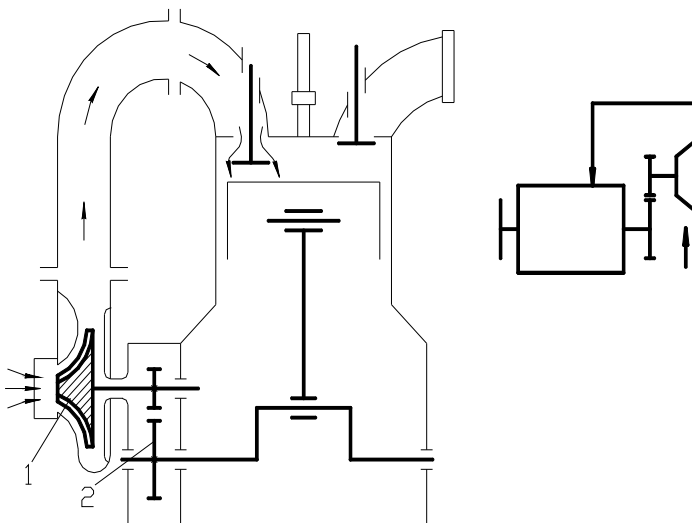


Рис. 1.13. Схема механического наддува:

1 – нагнетатель (центробежный компрессор); 2 – механическая передача

Привод нагнетателя может быть выполнен с постоянным или переменным передаточным числом (регулируемая гидравлическая передача).

Преимущество механического наддува состоит в том, что он обеспечивает хороший пуск и удовлетворительную приемистость двигателя.

Недостаток – ухудшение экономичности двигателя, обусловленное затратой энергии на привод нагнетателя, а также ограничение наддува областью лишь его умеренных численных значений. Количество подаваемого воздуха с уменьшением нагрузки при постоянной частоте вращения практически не меняется, растет α и уменьшается η_m .

Основными параметрами, характеризующими компрессор, являются степень повышения давления $\pi_k = p_k / p_0$, производительность, равная секундному расходу подаваемого воздуха, и КПД.

При снижении КПД и повышении π_k значительно увеличивается работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре (и температура T_k).

Индикаторная диаграмма двигателя с механическим наддувом показана на рис. 1.14.

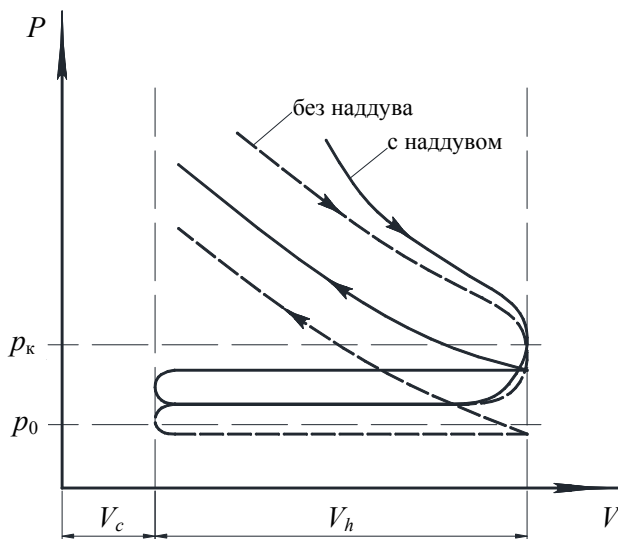


Рис. 1.14. Индикаторная диаграмма

Для двигателя с наддувом линия впуска расположена выше линии выпуска (при давлении несколько меньшем p_k).

Мощность двигателя с механическим наддувом:

$$N_e = N_i - N_{\text{мех}} - N_k,$$

где N_i – индикаторная мощность двигателя;

$N_{\text{мех}}$ – мощность механических потерь;

N_k – мощность, затрачиваемая на привод компрессора.

Расход воздуха через компрессор, равный расходу воздуха через двигатель:

$$M_C = \frac{g_e N_e \alpha L_0 \varphi}{3600 \cdot 10^3},$$

где φ – коэффициент продувки;

L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг/кг.

Механический наддув применяется при давлении наддува до 0,16 МПа. При более высоких давлениях наддува мощность потребляемая нагнетателем становится значительной ($10 \% N_i$) и экономичность двигателя существенно ухудшается.

1.10.3. Газотурбинный наддув

1.10.3.1 Схема газотурбинного наддува

Газотурбинный наддув является наиболее эффективным способом увеличения агрегатной мощности двигателя.

При газотурбинном наддуве привод нагнетателя осуществляется от турбины, работающей на выпускных газах двигателя (рис. 1.15).

В процессе работы двигателя с ГТН газы через выпускные клапаны направляются в газовую турбину (Т) и, совершая работу на лопатках рабочего колеса, приводят его во вращательное движение. Рабочее колесо турбины механически связано с рабочим колесом компрессора (К). В компрессоре осуществляется сжатие воздуха, за-

сасываемого из окружающей среды до давления наддува (p_k). Сжатый воздух поступает в цилиндр двигателя через впускной клапан.

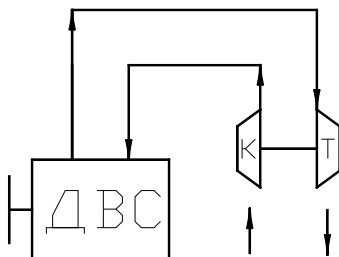


Рис. 1.15. Схема газотурбинного наддува

В целом агрегат турбонаддува, включающий газовую турбину и центробежный компрессор, обычно называют **турбокомпрессором** (ТК). Двигатель, имеющий турбокомпрессор, называют **турбопоршневым** или **комбинированным двигателем**.

По сравнению с механическим наддувом ГТН имеет следующие преимущества:

- количество подаваемого воздуха автоматически меняется в зависимости от мощности двигателя, в то время как при механическом наддуве расход воздуха зависит только от частоты вращения коленчатого вала;

- при газотурбинном наддуве для привода нагнетателя используется энергия отработавших газов. В результате механический КПД на 4–6 % больше и снижается удельный расход топлива.

ГТН осуществляется проще, т. к. не требуются сложные приводные редукторы.

По нагрузочной характеристике g_e , при мощности менее номинальной, растет при газотурбинном наддуве медленнее, чем при механическом (рис. 1.16).

Это объясняется автоматическим изменением давления наддува в зависимости от мощности дизеля при ГТН. При механическом наддуве на каждом скоростном режиме сохраняется неизменное количество подаваемого воздуха, что при понижении мощности приводит к уменьшению η_m .

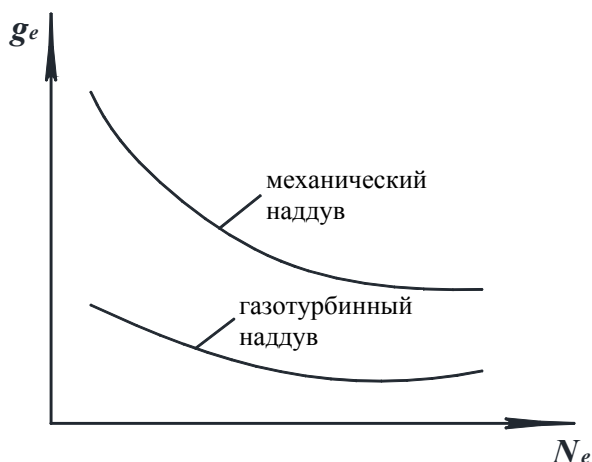


Рис. 1.16. Нагрузочная характеристика

В целом газотурбинный наддув является наиболее экономичным, помимо роста эффективной мощности на 4–6 % улучшается экономичность двигателя. ГТН позволяет повысить его мощность на 50–70 %, а вообще мощность двигателя без наддува может быть удвоена и утроена. В целях обеспечения прочности и допускаемой тепловой напряженности при применении наддува в дизелях их мощность увеличивается не более чем в два раза.

1.10.3.2. Регулирование турбокомпрессоров

При работе дизеля с турбокомпрессором по скоростной характеристике, с уменьшением частоты вращения интенсивно снижается давление наддува, что ведет к уменьшению коэффициента избытка воздуха. При этом увеличивается удельный расход топлива и снижается развиваемый двигателем крутящий момент. Этот недостаток проявляется тем значительнее, чем выше турбонаддув на номинальном режиме. Эффективным средством, позволяющим уменьшить указанный недостаток, является применение системы регулирования турбонаддува. Разработке и внедрению таких систем уделяется в настоящее время большое внимание.

1.10.3.3. Промежуточное охлаждение наддувочного воздуха

Сжатие воздуха в центробежном компрессоре неизбежно приводит к росту температуры воздуха, поступающего в цилиндры двигателя и, тем самым, к повышению его температуры, что ограничивает увеличение литровой мощности двигателя. Снижение температуры воздуха позволяет уменьшить температуру теплонеприятных деталей, повысить надежность их работы, а при некоторых условиях и улучшить топливную экономичность двигателя.

Охлаждение наддувочного воздуха осуществляется с помощью рекуперативных теплообменников, в которых теплообмен происходит через разделительную стенку. Движение охлаждающего теплоносителя может быть осуществлено различными способами, выбор которых производят исходя из уровня наддува, компоновочных условий, существующих технологических и производственных возможностей, условий эксплуатации автомобилей и др. В результате сочетания определенного вида охлаждающего теплоносителя и способа его перемещения могут быть выполнены различные схемы системы охлаждения наддувочного воздуха.

1.11. Характеристики двигателей

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

При изучении характеристик необходимо понять их практическое использование для выбора наиболее рациональных эксплуатационных режимов работы двигателя. Подробно характеристики двигателей рассматриваются при выполнении лабораторных работ.

2. СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДВИГАТЕЛЕЙ

2.1. Системы впрыска бензина двигателей с искровым зажиганием

2.1.1. Классификация способов впрыска

На всех современных бензиновых двигателях применяются системы впрыска топлива.

Они классифицируются следующим образом.

По расположению форсунок:

- центральный впрыск;
- распределенный впрыск.

По месту впрыска топлива:

- во впускной трубопровод;
- в цилиндр (непосредственный впрыск).

По способу подачи топлива:

- непрерывный впрыск;
- циклический (прерывистый) впрыск.

По моменту впрыска топлива:

- несогласованный впрыск;
- согласованный впрыск.

Согласованный впрыск топлива привязан к определенной фазе цикла работы двигателя. В связи с этим, если несогласованный впрыск топлива может быть как непрерывным, так и циклическим, то согласованный – только циклическим.

Классификация и соответствие различных способов впрыска топлива приведены на рис. 2.1.

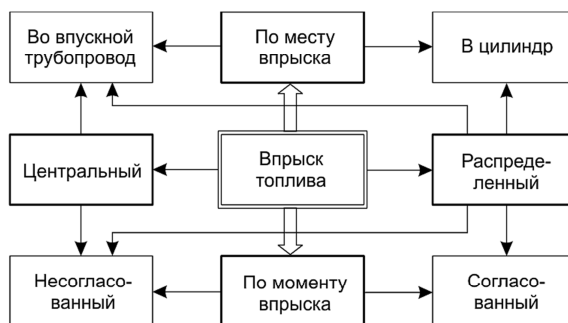


Рис. 2.1. Классификация способов впрыска топлива

При центральном впрыске топливо подается одной форсункой, устанавливаемой на участке до разветвления впускного трубопровода. По сравнению с карбюраторной системой питания существенных изменений в конструкции двигателя нет, т. е. система центрального впрыска практически взаимозаменяема с карбюратором и может применяться на уже эксплуатируемых двигателях.

Обозначению «центральный впрыск топлива» соответствуют также термины «одноточечный впрыск» и «моновпрыск».

При распределенном («многоточечном») впрыске топливо подается индивидуальными для каждого цилиндра форсунками. При этом возможны два места подачи топлива: перед впускными клапанами каждого цилиндра или непосредственно в цилиндры двигателя. Если в первых системах впрыск топлива возможен как без согласования момента впрыска с процессами впуска в каждый цилиндр (несогласованный впрыск), так и согласованный с открытием соответствующих впускных клапанов, то во вторых системах возможен только согласованный впрыск.

С целью различия двух систем распределенного впрыска топлива принята следующая терминология. Для системы с подачей топлива в зону впускных клапанов используется термин «распределенный впрыск», а для системы с подачей топлива непосредственно в цилиндры двигателя – термин «непосредственный впрыск» (рис. 2.2).

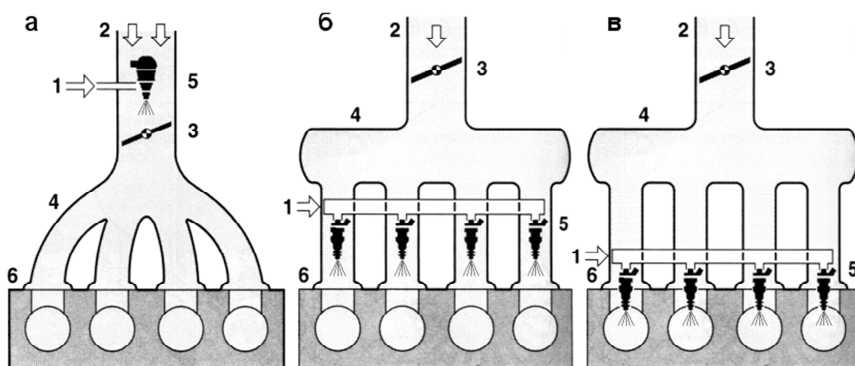


Рис. 2.2. Системы впрыска топлива:

а – центральный впрыск; б – распределенный впрыск; в – непосредственный впрыск;
 1 – подача топлива; 2 – поступление воздуха; 3 – дроссельная заслонка;
 4 – впускной коллектор; 5 – форсунки; 6 – двигатель

2.1.2. Управление топливоподачей в двигателях с впрыском топлива

Мощность установленного на автомобиле двигателя с впрыском топлива регулируется изменением положения дроссельной заслонки, связанной с педалью акселератора. Дроссельная заслонка регулирует непосредственно только объем воздуха, состав же смеси зависит от массы топлива, впрыскиваемого топливоподающей аппаратурой.

Для поддержания состава смеси в заданных пределах необходим автоматический регулятор состава смеси, дозирующий топливо в точном соответствии с количеством поступающего в двигатель воздуха.

Регулирование количества топлива, впрыскиваемого форсункой, может осуществляться по следующим параметрам:

- часовому расходу воздуха;
- часовому расходу воздуха и частоте вращения коленчатого вала двигателя;
- углу открытия дроссельной заслонки и частоте вращения;
- разрежению во впускной системе двигателя;
- разрежению во впускной системе и частоте вращения;
- составу отработавших газов;
- комбинации перечисленных способов регулирования.

2.1.3. Системы центрального впрыска топлива

Системы центрального впрыска топлива имеют блок центрального впрыска, расположенный во впускном тракте между воздухоочистителем и разветвлениями впускного коллектора, по которым рабочая смесь поступает к отдельным цилиндрам двигателя (рис. 2.3).

Блок включает в себя смесительную камеру с дроссельной заслонкой 8, форсунку 7, расположенную над дроссельной заслонкой, регулятор давления 5 и регулятор холостого хода 2. Форсунка впрыскивает топливо в зону над дроссельной заслонкой, где происходит образование рабочей смеси. Регулирование количества смеси основано на изменении положения дроссельной заслонки. В режиме холостого хода управление осуществляется с помощью регулятора холостого хода, воздействующего на клапан обводного канала 1 или непосредственно на дроссельную заслонку, приоткрывая ее в случае падения частоты вращения меньше допустимой.

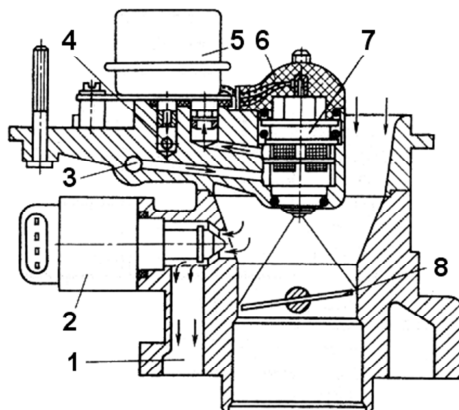


Рис. 2.3. Блок центрального впрыска топлива:

- 1 – канал холостого хода; 2 – регулятор холостого хода; 3 – канал подвода топлива;
4 – канал отвода топлива; 5 – регулятор давления топлива; 6 – штекер форсунки;
7 – электромагнитная форсунка; 8 – дроссельная заслонка

Типичной системой центрального впрыска является система «Mono-Jetronic» фирмы Bosch (рис. 2.4) с электронным блоком управления (ЭБУ).

Система имеет одну на весь двигатель электромагнитную форсунку 5 с циклической подачей топлива. Струя топлива направляется непосредственно в серпообразное отверстие между корпусом блока центрального впрыска и дроссельной заслонкой, где за счет большой разности давления обеспечивается оптимальное смесеобразование, исключающее возможность осаждения топлива на стенках впускного тракта.

Топливный насос 2 качает топливо через фильтр 3 с несколько большей, чем требуется, производительностью. Регулятор давления топлива 4 поддерживает давление в форсунке на постоянном уровне и возвращает избыток топлива в бак через возвратную трубку. Такая система постоянного потока уменьшает температуру топлива и предотвращает его повышенное испарение.

Так как топливная форсунка расположена перед дроссельной заслонкой практически на месте распылителя карбюратора, давление топлива в системе составляет всего около 0,1 МПа.

Это позволяет устанавливать недорогой топливный насос с электроприводом, размещаемый в топливном баке. Форсунка непрерыв-

но охлаждается потоком топлива, предотвращая образование воздушных пузырьков. Такое охлаждение необходимо в топливных системах с низким давлением.

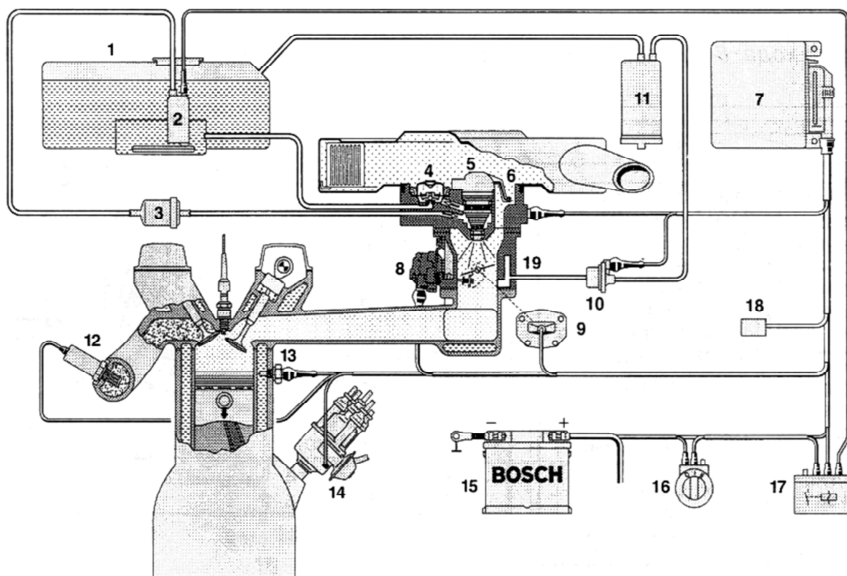


Рис. 2.4. Схема системы впрыска «Mono-Jetronic»:

- 1 – топливный бак; 2 – топливный насос с электроприводом; 3 – топливный фильтр;
 4 – регулятор давления топлива; 5 – форсунка; 6 – датчик температуры воздуха;
 7 – электронный блок управления; 8 – привод дроссельной заслонки; 9 – датчик положения дроссельной заслонки; 10 – клапан; 11 – резервуар с углем (адсорбер);
 12 – кислородный датчик (λ -зонд); 13 – датчик температуры охлаждающей жидкости;
 14 – распределитель зажигания; 15 – аккумулятор; 16 – выключатель зажигания;
 17 – реле; 18 – разъем для подсоединения диагностической аппаратуры;
 19 – блок центрального впрыска

Система «Mono-Jetronic» не имеет расходомера воздуха, поэтому соотношение масс воздуха и топлива на основных режимах работы определяется только положением дроссельной заслонки, температурой всасываемого воздуха и частотой вращения коленчатого вала. Устройство, определяющее положение дроссельной заслонки, представляет собой потенциометр, который информирует электронный блок управления о положении заслонки в данный момент времени.

Корректировка дозирования при холодном пуске и прогреве осуществляется ЭБУ по импульсам, получаемым от датчиков температуры всасываемого воздуха, охлаждающей жидкости и потенциометра дроссельной заслонки. Чтобы улучшить запуск холодного двигателя и работу в режиме холостого хода, на впускном коллекторе может устанавливаться нагревательный элемент, который предотвращает конденсацию паров топлива.

Содержание кислорода в отработавших газах постоянно контролируется блоком управления по сигналам λ -зонда 12, установленного в выпускном коллекторе. На основании этой информации происходит изменение дозирования за счет увеличения или уменьшения времени впрыска при постоянном давлении топлива. В связи с этим ручная регулировка содержания СО не требуется.

Регулировка холостого хода достигается поворотом дроссельной заслонки специальным электродвигателем. При этом увеличивается или уменьшается количество воздуха в зависимости от отклонения мгновенного значения частоты вращения коленчатого вала от номинального значения, заложенного в память электронного блока управления.

Блоком управления воспринимается также скорость поворота дроссельной заслонки. В режиме ускорения рабочая смесь обогащается.

Система впрыска «Mono-Jetronic» может быть выполнена также в варианте с расходомером воздуха и клапаном добавочного воздуха.

2.2. Системы подачи газа двигателей с искровым зажиганием

Схема системы питания газом карбюраторных и инжекторных двигателей с электронным управлением (3-е поколение) представлена на рис. 2.5 и предназначена для установки на все виды карбюраторных и инжекторных автомобилей, в том числе и с нейтрализатором отработавших газов.

Сжиженный нефтяной газ хранится в газовом баллоне 2, который заправляется газом посредством подключения заправочного выносного устройства 1. Блок запорно-контрольной и предохранительной арматуры крепится к фланцу, расположенному на баллоне (для легковых автомобилей блок арматуры крепится к фланцу

с предварительно установленным на нем корпусом системы вентиляции). От блока арматуры газ поступает по газопроводу в подкапотное пространство к электромагнитному газовому клапану 4 и затем по газопроводу через фильтр тонкой очистки газа 5 к редуктору-испарителю 7. В редукторе-испарителе происходит снижение давления газа до величины, близкой к атмосферному. Для подогрева и испарения газа редуктор-испаритель подключен рукавами к малому кругу системы охлаждения двигателя. Затем газ по рукаву поступает к смесителю газа 10 и электромагнитному клапану 11 регулирования качества смеси.

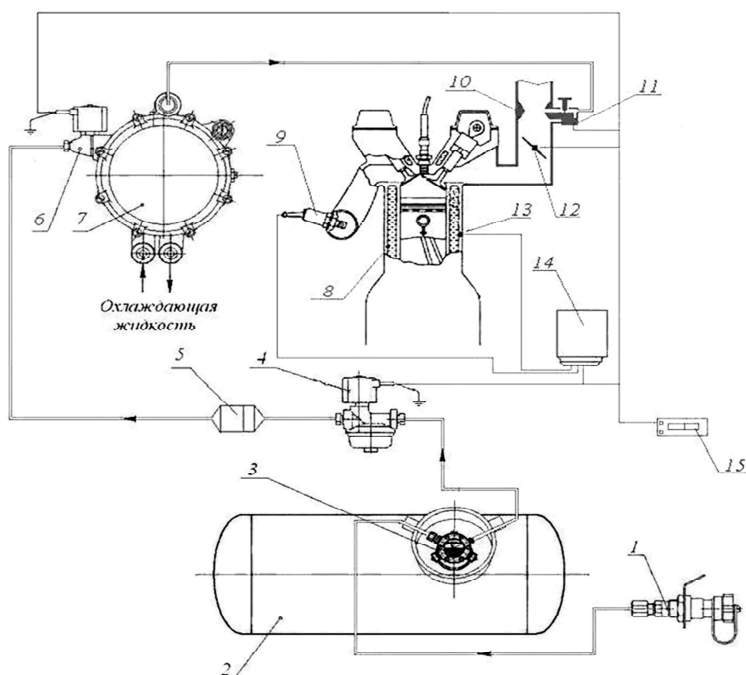


Рис. 2.5. Схема газобаллонной аппаратуры с электромагнитной блокировкой и соленоидом регулирования качества смеси:

- 1 – выносное заправочное устройство; 2 – баллон; 3 – встроенное заправочное устройство; 4 – газовый клапан с фильтром; 5 – фильтр тонкой очистки газа; 6 – газовый капан; 7 – редуктор-испаритель; 8 – двигатель; 9 – кислородный датчик; 10 – смеситель; 11 – электромагнитный клапан смесителя; 12 – датчик положения дроссельной заслонки; 13 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 14 – электронный блок управления; 15 – переключатель вида топлива

Для прекращения подачи бензина во время работы двигателя на газовом топливе в бензопровод между бензонасосом и карбюратором устанавливается электромагнитный бензиновый клапан 12. В кабине водителя установлен переключатель вида топлива 15 и электронный блок управления 14.

Электронный блок управления (ЭБУ) регулирует формирование оптимального состава смеси в зависимости от условий движения.

После запуска холодного двигателя, до достижения им нормальной температуры, газовая система не принимается в расчет выходного напряжения кислородного датчика (λ -зонд). Управление ЭБУ в зависимости от сигнала кислородного датчика осуществляется только после прогрева двигателя, когда температура охлаждающей жидкости станет выше 40 °С и λ -зонд прогреется до температуры 300–350 °С.

Кислородный датчик обладает свойством резкого изменения выходного напряжения вблизи теоретического соотношения состава смеси и ЭБУ, получив сигнал кислородного датчика, изменяет значение количества газа и осуществляет точное управление вблизи теоретического соотношения состава смеси.

Когда напряжение кислородного датчика становится выше 0,45 В ЭБУ определяет, что смесь обогащенная, и медленно уменьшает значение количества газа, и обедняет смесь. И когда смесь становится беднее теоретического состава (напряжение кислородного датчика ниже 0,45 В), наоборот, увеличивает значение подачи и обогащает смесь.

Таким образом кислородный датчик определяет концентрацию кислорода (O_2) в отработавших газах и посылает сигнал в ЭБУ, определяет состав смеси и управляет соленоидом электромагнитного смесителя, установленным в системе, и корректирует состав смеси так, чтобы он был в зоне теоретического соотношения.

ЭБУ, который управляет работой электромагнитного клапана, включает или выключает его. В этом случае включение электромагнитного клапана означает, что кроме главного канала обеспечения смесителя топливом, в результате включения электромагнитного клапана, открывается дополнительный канал, и во впускной коллектор поступает обогащенная смесь, а выключение означает, что перекрывается дополнительный канал и в коллектор поступает обедненная смесь.

2.3. Топливные системы дизелей

2.3.1. Требования к топливным системам и их классификация

Функции топливных систем состоят, в основном, в хранении запаса топлива, его подготовке (очистка от воды и механических примесей, подогрев или охлаждение); подаче цикловой порции топлива в цилиндры на определенном участке рабочего цикла по заданному закону; дозировании топлива в соответствии с режимом работы двигателя; распределении топлива по камере сгорания в соответствии с принятым способом смесеобразования.

Требования к топливным системам, конкретизирующие и дополняющие перечисленные функции, формируются из необходимости обеспечения экологических норм, планируемых технико-экономических показателей дизелей, характера протекания рабочих процессов, достигнутого уровня показателей различных топливных систем, обеспечения необходимых условий эксплуатации. Ниже приведены основные требования к топливным системам; в скобках – некоторые комментарии или примеры, поясняющие значение сказанного:

- минимальные стоимость и масса, высокая технологичность (в структуре стоимости автомобильного дизеля ТПА составляет 25–40 %);

- стабильность показателей подачи топлива в течение всего срока эксплуатации (регулировка и обслуживание автомобильной форсунки должна производиться не чаще, чем через 1000 ч, ТНВД – 3000 ч);

- удобство обслуживания, ремонта, регулирования (например, неудобной является конструкция, требующая для выемки форсунки снятия крышки газораспределения или люка);

- обеспечение максимального ресурса в пределах ресурса двигателя (ресурс ТПА высокооборотных дизелей 4–10 тыс. ч, малооборотных – 10–26 тыс. ч);

- обеспечение заданного давления и характеристики впрыскивания, их управление в соответствии с режимами работы;

- управление цикловой подачей и углом опережения впрыска топлива (УОВТ) в зависимости от частоты, нагрузки дизеля, давле-

ния наддува, параметров окружающей среды, теплового состояния двигателя и др. (точность выдерживания УОВТ составляет $\pm 0,5^\circ$);

- недопустимость подвпрыскивания и подтекания топлива;

- минимальная неравномерность подачи топлива по цилиндрам (на номинальном режиме – менее 3–4 % и по циклам – до 1 %) или, напротив, управляемая неравномерная подача индивидуально по каждому цилиндру;

- минимальный собственный уровень шума (менее 80 дБ на расстоянии 1 м) и уменьшение уровня шума двигателя;

- обеспечение устойчивой подачи топлива на режимах малых нагрузок, холостого хода, при многофазном впрыскивании ($g_{Ц\min}/g_{Ц\max} < 1/10\text{--}1/50$);

- возможность прокачки системы для удаления воздушных пробок.

Дополнительные требования к ТПА автомобильных дизелей:

- формирование скоростной характеристики ТПА (корректорами, оптимизацией ТПА, электронным регулированием);

- обеспечение необходимых динамических качеств двигателя на переходных режимах работы; ускорение переходных процессов в самой ТПА (управление остаточным давлением, создание ТПА с остаточным давлением, не зависящим от режимов);

- виброустойчивость и герметичность для предупреждения потерь топлива и попадания в топливо пыли, воды и воздуха;

- работоспособность в широком интервале температур воздуха.

Этот перечень может расширяться как применительно ко всей ТПА, так и частными требованиями к отдельным ее элементам.

Классификацию ТПА ведут обычно на основе конструктивных отличий, обусловленных способами подачи и распыливания топлива. Существенность тех или иных требований, предъявляемых к топливным системам, предопределила многообразие их конструкций (рис. 2.6).

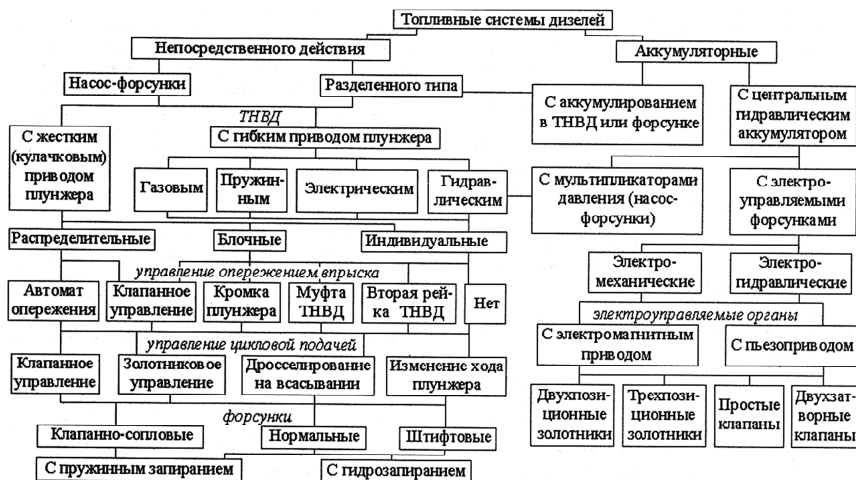


Рис. 2.6. Классификация топливных систем дизелей

2.3.2. Аккумуляторные топливные системы

Разработка аккумуляторных топливных систем может рассматриваться как самостоятельное направление или дальнейшее развитие ТПА с электронным управлением. По сравнению с ТПА непосредственного действия, они позволяют оптимально регулировать давление и характеристику впрыскивания, осуществлять многофазную подачу.

За последние годы разработано много систем впрыска дизельного топлива, в частности, прямого впрыска. При этом преследовалась задача не только увеличения мощности двигателя, но и снижения расхода топлива, токсичности отработавших газов и шума. По сравнению с ранее использовавшимися системами. В настоящее время широкое применение получила аккумуляторная топливная система для прямого впрыска топлива CommonRail («общая магистраль»), которая обеспечивает более высокую гибкость при адаптации к системе питания дизельного двигателя.

Схема этой системы представлена на рис. 2.7.

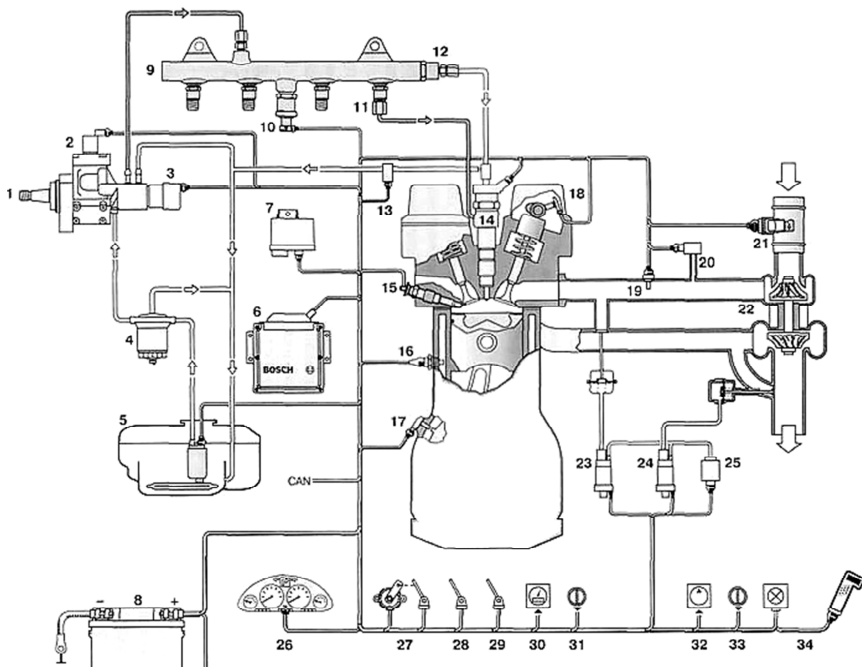


Рис. 2.7. Система впрыска топлива CommonRail:

1 – ТНВД; 2 – электромагнитный клапан выключения подачи; 3 – редукционный клапан ТНВД; 4 – фильтр тонкой очистки топлива; 5 – топливный бак с фильтром топливозаборником и подкачивающим насосом; 6 – ЭБУ; 7 – блок управления свечами накаливания; 8 – аккумуляторная батарея; 9 – аккумулятор топлива высокого давления; 10 – датчик давления топлива в аккумуляторе; 11 – ограничитель подачи топлива; 12 – регулятор давления; 13 – датчик температуры топлива; 14 – форсунка; 15 – свеча накаливания с закрытым нагревательным элементом; 16 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 17 – датчик частоты вращения коленчатого вала; 18 – датчик частоты вращения распределительного вала; 19 – датчик температуры воздуха на впуске; 20 – датчик давления наддува; 21 – массовый расходомер воздуха; 22 – турбокомпрессор; 23 – привод клапана системы рециркуляции ОГ; 24 – привод клапана перепуска ОГ; 25 – вакуумный насос; 26 – панель приборов; 27 – датчик положения педали акселератора; 28 – датчик положения педали тормоза; 29 – концевой выключатель на педали сцепления; 30 – датчик скорости автомобиля; 31 – электронный блок управления системы поддержания скорости автомобиля (CruiseController); 32 – компрессор кондиционера; 33 – блок управления компрессором кондиционера; 34 – дисплей системы диагностики с диагностическим разъемом

Основу системы составляет резервуар – аккумулятор высокого давления. Давление впрыска не зависит от количества впрыскивае-

мого топлива и частоты вращения коленчатого вала двигателя. Запас топлива под давлением находится в аккумуляторе и готов к впрыску.

Количество впрыскиваемого топлива определяется по требованию водителя, а давление впрыска рассчитывается электронным блоком управления (ECU) на основании информации от различных датчиков. ECU в точно установленный момент передает сигнал возбуждения к соленоиду форсунки, означающий начало подачи топлива. Количество впрыскиваемого топлива определяется периодом открытия распылителя и давлением в системе.

CommonRail представляет собой блочную систему и, по сути, следующие узлы ответственны за характеристику впрыска топлива:

- форсунки с электромагнитным управлением, ввернутые в головку цилиндров;
- аккумулятор высокого давления (rail);
- топливный насос высокого давления.

Также для функционирования системы CommonRail необходимы следующие узлы:

- электронное контрольное устройство ECU;
- датчик частоты вращения коленчатого вала;
- датчик положения распределительного вала (датчик фазы).

Топливная система CommonRail включает ступень подачи топлива под низким давлением, ступень подачи топлива под высоким давлением и ECU.

Подача топлива под низким давлением системы CommonRail включает:

- топливный бак 5 с фильтром-топливозаборником и подкачивающим насосом;
- фильтр тонкой очистки топлива 4;
- топливопроводы низкого давления.

Электрический подкачивающий топливный насос с фильтром-топливозаборником непрерывно подает определенное количество топлива из топливного бака 5 к топливному насосу высокого давления 1. Насос не только подает топливо, но в пределах работы системы безопасности должен прекратить подачу топлива в случае аварии, то есть при включенном зажигании и остановленном двигателе.

Подача топлива под высоким давлением системы CommonRail включает:

- топливный насос высокого давления 1;
- топливопроводы высокого давления;
- аккумулятор высокого давления (rail) 9 с датчиком давления 10, регулятором давления 12, ограничителем потока 11, форсунками 14;
- возвратный топливопровод.

Аккумулятор высокого давления (rail). Давление, создаваемое топливным насосом высокого давления, распространяется через аккумулятор (рис. 2.8) и топливопроводы к форсунке. Одновременно, за счет объема топлива в аккумуляторе, уменьшаются колебания давления топлива, создаваемые топливным насосом высокого давления и открывающимися форсунками. Давление топлива измеряется датчиком 3 и поддерживается на требуемом уровне клапаном регулирования давления.

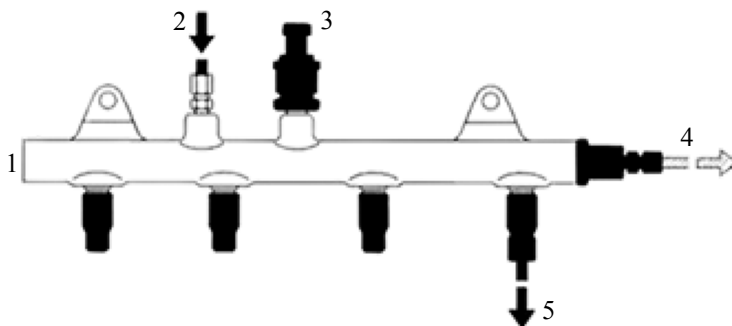


Рис. 2.8. Аккумулятор высокого давления (rail):

- 1 – аккумулятор высокого давления; 2 – вход от топливного насоса высокого давления; 3 – датчик давления в аккумуляторе; 4 – возврат топлива в топливный бак; 5 – выход к топливной форсунке

Форсунка. Топливо в форсунке подается через входной штуцер высокого давления и далее в канал и камеру гидроуправления через «питающий» жиклер (рис. 2.9). Камера гидроуправления соединяется с линией возврата топлива через жиклер камеры гидроуправления, который открывается электромагнитным клапаном. При закрытом жиклере силы гидравлического давления, приложенные к управляющему плунжеру, превосходят силы давления, приложенные к заплечику иглы форсунки. В результате игла садится на седло и закрывает проход топлива под высоким давлением в камеру сго-

рания. При подаче пускового сигнала на электромагнитный клапан жиклер открывается, давление в камере гидроуправления падает, и в результате сила гидравлического давления на управляющий плунжер также уменьшается. Поскольку сила гидравлического давления на управляющий плунжер оказывается меньше силы, действующей на заплечик иглы форсунки, последняя открывается, и топливо через сопловые отверстия впрыскивается в камеру сгорания.

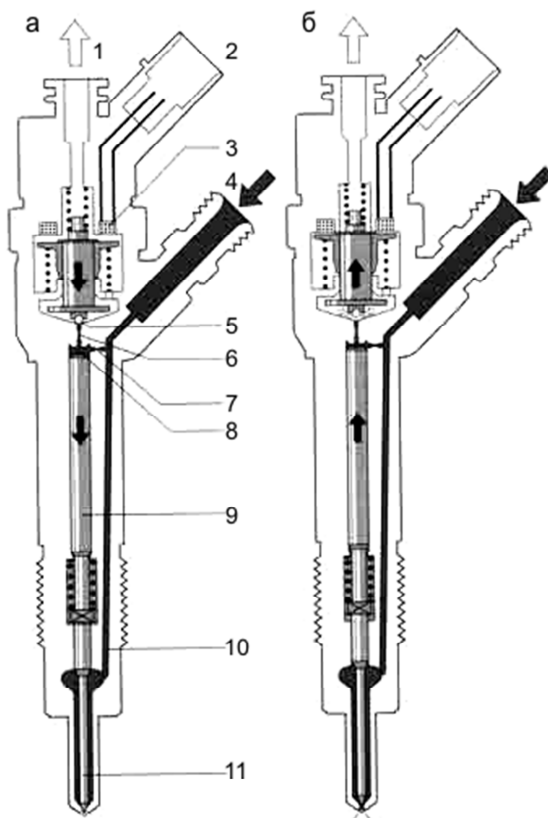


Рис. 2.19. Форсунка:

- a* – форсунка закрыта; *б* – форсунка открыта (впрыск); 1 – возврат топлива;
 2 – электрические выводы; 3 – электромагнитный клапан; 4 – вход топлива
 из аккумулятора; 5 – шариковый клапан; 6 – жиклер камеры гидроуправления;
 7 – «питающий» жиклер; 8 – камера гидроуправления; 9 – управляющий плунжер;
 10 – канал к распылителю; 11 – игла форсунки

Такое косвенное управление иглой форсунки, использующее систему мультипликатора, позволяет обеспечить очень быстрый подъем иглы, что невозможно сделать путем прямого воздействия электромагнитного клапана.

Работа форсунки может быть разделена на четыре рабочих стадии при работающем двигателе и создании высокого давления ТНВД:

- форсунка закрыта с приложенным высоким давлением;
- форсунка открывается (начало впрыска);
- форсунка полностью открыта;
- форсунка закрывается (конец впрыска).

Одним из путей совершенствования системы CommonRail является уменьшение быстродействия открытия форсунки. Минимальное время открытия форсунки для электромагнита с подвижным сердечником составляет 0,5 мс, что не позволяет оперативно изменять подачу топлива. Для более быстрого срабатывания форсунки концерн Siemens, разработал пьезокерамический инжектор, который работает вчетверо быстрее.

Благодаря тому, что пьезофорсунки имеют намного меньшее время срабатывания, чем традиционные электромагнитные, стало возможным разделение горючей смеси на несколько отдельных микродоз (до семи за один рабочий процесс).

3. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

3.1. Кинематика кривошипно-шатунного механизма

3.1.1. Типы кривошипно-шатунных механизмов

Для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала ДВС в основном используется кривошипно-шатунный механизм. Он называется **аксиальным**, если линия движения поршневого пальца пересекает ось вращения кривошипа (рис. 3.1, *a*).

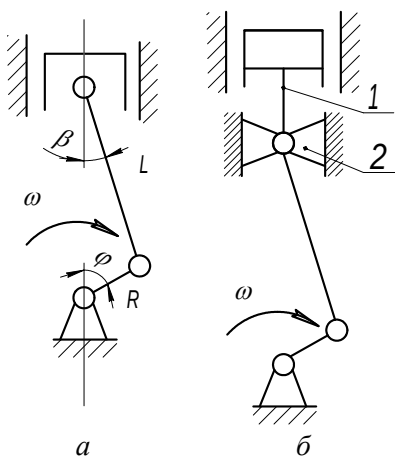


Рис. 3.1. Аксиальный кривошипно-шатунный механизм:
a – центральный; *б* – с крейцкопфом и штоком

Угол отклонения шатуна от вертикали β называется **углом давления**. Чем больше угол давления, тем меньше размеры звеньев и ниже КПД механизма.

В некоторых случаях, когда высота двигателя не является определяющим фактором (судовые и стационарные двигатели), между поршнем и шатуном устанавливают шток 1 и крейцкопф 2 (рис. 3.1, *б*). В таком механизме шток совершает возвратно-поступательное движение и силы, направленные по нормали к оси цилиндра, воспри-

нимаются крестковом, а не поршнем, что улучшает условия работы поршневой группы.

Если ось коленчатого вала смещена на некоторое расстояние e относительно оси верхней головки шатуна, механизм называется **дезаксиальным** (рис. 3.2). Дезаксиал можно получить смещением оси коленчатого вала (рис. 3.2, а) или смещением оси поршневого пальца относительно оси цилиндра (рис. 3.2, б). Влияние дезаксиала на кинематические и динамические свойства механизма определяется безразмерным параметром

$$z = \frac{e}{R},$$

где R – радиус кривошипа.

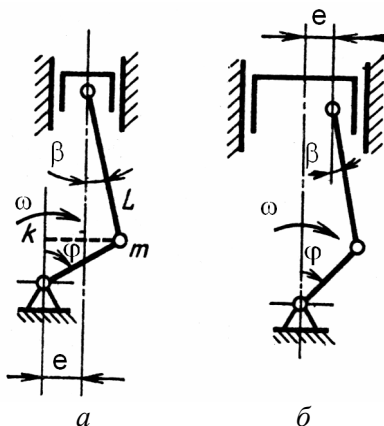


Рис. 3.2. Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм:
а – со смещением оси коленчатого вала; б – со смещением оси верхней головки

3.1.2. Путь, скорость и ускорение поршня

При определении закона движения поршня предполагается, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью ω , т. е. рассматриваем процесс установившегося движения. Вращение коленчатого вала всегда будем считать совершающимся по направлению часовой стрелки.

На рис. 3.3 дана схема кривошипного механизма одноцилиндрового двигателя.

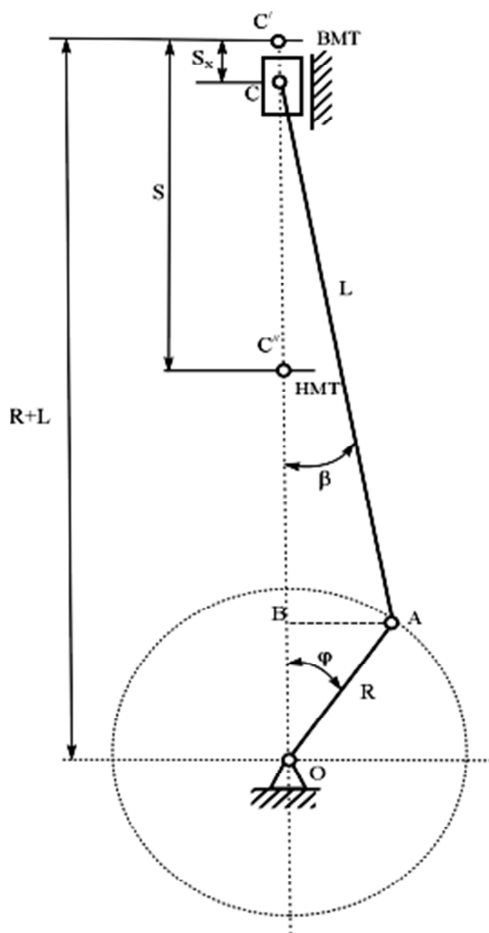


Рис. 3.3. Расчетная схема центрального кривошипно-шатунного механизма

Для определения кинематических параметров КШМ примем следующие обозначения:

φ – угол поворота кривошипа коленчатого вала, отсчитываемый от оси цилиндра в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке;

β – угол отклонения стержня шатуна от оси цилиндра в плоскости его качания. Отклонение вправо от оси цилиндра считается положительным, в противоположном направлении – отрицательным;
 ω – угловая скорость вращения коленчатого вала:

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

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

Радиус кривошипа R и длина шатуна L связаны между собой безразмерным параметром – постоянной кривошипно-шатунного механизма:

$$\lambda = \frac{R}{L},$$

где R – радиус кривошипа.

Величина λ для автомобильных двигателей принимается в пределах от 0,238 до 0,313.

Шатун в центральном механизме совершает сложное движение: его верхняя головка движется возвратно-поступательно, нижняя – совершает вращательное движение, а стержень – качательное около оси цилиндра. Угол отклонения шатуна β от оси цилиндра определяют из треугольника ACO (рис. 3.3) по теореме синусов:

$$\frac{R}{\sin \beta} = \frac{L}{\sin \varphi} \Rightarrow \lambda = \frac{R}{L} = \frac{\sin \beta}{\sin \varphi}.$$

Полученную зависимость перепишем в следующем виде:

$$\sin \beta = \lambda \sin \varphi.$$

При работе двигателя поршень совершает возвратно-поступательное движение, для характеристики которого определим перемещение S_x , скорость W_n , ускорение j_n .

Перемещение поршня S_x отсчитывается от ВМТ. Из (рис. 3.3) находим

$$S_x = C'C = C'O - CO = R + L - CO,$$

отрезок CO определим из треугольника CAO :

$$CO = R \cos \varphi + L \cos \beta.$$

Следовательно

$$S_x = R + L - R \cos \varphi - L \cos \beta = R(1 - \cos \varphi) + L(1 - \cos \beta).$$

Из полученного уравнения следует, что путь поршня зависит от геометрических размеров звеньев механизма, т. е. от величины радиуса R кривошипа и длины L шатуна.

После соответствующих преобразований будем иметь

$$S_x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right].$$

Перемещение поршня в соответствии с данным уравнением можно представить как сумму гармонических перемещений первого S_{xI} и второго S_{xII} порядков

$$S_x = S_{xI} + S_{xII},$$

$$S_{xI} = R(1 - \cos \varphi), \quad S_{xII} = R \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi).$$

Анализируя выражение для определения перемещения поршня, нетрудно заметить:

1) при угле $\varphi = 0^\circ$ перемещение поршня $S_x = 0$, т. е. поршень находится в ВМТ;

2) повороту кривошипа на угол $\varphi = \pi$ соответствует перемещение поршня $S_x = 2R$, т. е. поршень находится в НМТ;

3) при изменении угла поворота кривошипа от $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = \pi/2$ перемещение поршня первого порядка составит

$$S_{xI} = R(1 - \cos 90^\circ) = R,$$

а второго порядка –

$$S_{xII} = R \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 180^\circ) = R \frac{\lambda}{2}.$$

Суммарное перемещение поршня составит

$$S_x = S_{x_I} + S_{x_{II}} = R + R \frac{\lambda}{2} = R \left(1 + \frac{\lambda}{2} \right).$$

Отсюда следует, что при повороте кривошипа из положения ВМТ на первую четверть оборота ($\varphi = \pi/2$), поршень проходит бóльший путь, чем $R = S/2$, на величину $R \frac{\lambda}{2}$, а при повороте на вторую четверть оборота – меньший, чем R , на ту же величину. Это вызвано тем, что перемещение поршня складывается из двух составляющих, первое из которых обуславливается перемещением шатуна вдоль оси цилиндра, а второе – отклонением шатуна от оси цилиндра. Обе эти причины во время первой четверти оборота кривошипа вызывают перемещение поршня в одном направлении (перемещения складываются), а во время второй четверти оборота – в разных направлениях. Величину $R \frac{\lambda}{2}$ называют *поправкой Брикса*.

Влияние отклонения шатуна от оси цилиндра на величину перемещения поршня будет тем больше, чем больше λ и R . Характер перемещения поршня и слагаемых перемещения в зависимости от угла поворота кривошипа показано на рис. 3.4.

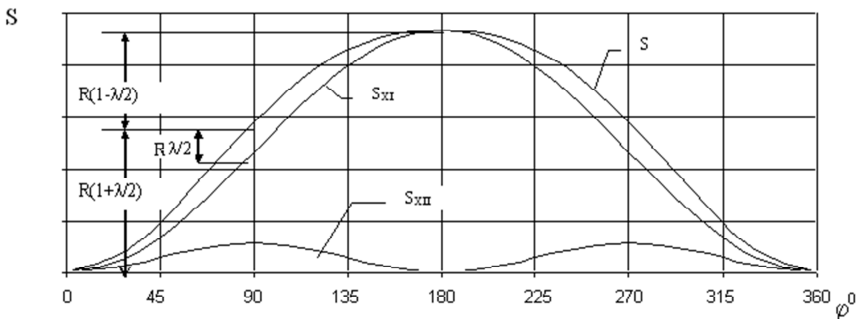


Рис. 3.4. График перемещения поршня:
 S_{x_I} – перемещение поршня первого порядка,
 $S_{x_{II}}$ – перемещение поршня второго порядка

Скорость поршня W_{Π} в зависимости от угла поворота кривошипа определяют по формуле, которую получают дифференцированием dS_x/dt .

$$W_{\Pi} = \frac{dS_x}{dt} = \frac{dS_x}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt},$$

но $\frac{d\varphi}{dt}$ является угловой скоростью ω вращения коленчатого вала, поэтому

$$\begin{aligned} W_{\Pi} &= \frac{d \left[R \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right) \right]}{d\varphi} \cdot \omega = R\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} 2 \sin \varphi \cos \varphi \right) = \\ &= R\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right). \end{aligned}$$

Графическое изображение скорости поршня представлено на рис. 3.5.

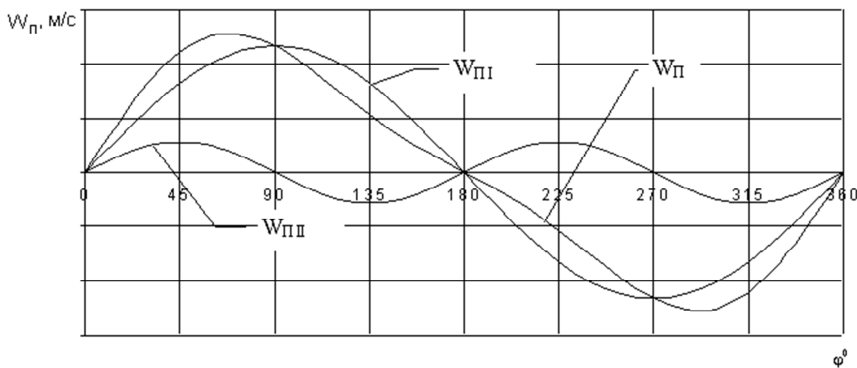


Рис. 3.5. График скорости поршня:
 $W_{П I}$ – скорость поршня первого порядка;
 $W_{П II}$ – скорость поршня второго порядка

Скорость поршня в ВМТ и НМТ ($\varphi = 0^\circ$ и $\varphi = 180^\circ$) равна нулю, а при повороте кривошипа на 90° и 270° $W_{П} = R\omega$ и $W_{П} = -R\omega$, т. е.

в этих точках абсолютные значения скорости поршня равны окружной скорости оси шатунной шейки коленчатого вала.

Для практических расчетов используют среднюю скорость

$$W_{\Pi} = \frac{Sn}{30} = \frac{2\omega R}{\pi}.$$

Максимальное значение средней скорости поршня ограничивается требованиями надежности и приемлемой долговечности поршневой группы двигателя. Максимальная скорость поршня превышает среднюю примерно на 63 %. Для современных двигателей $W_{\Pi} = 5\text{--}15$ м/с.

Ускорение поршня j_{Π} в зависимости от угла поворота кривошипа определяют дифференцированием выражения скорости по времени, т. е.

$$j_{\Pi} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt},$$

$$j_{\Pi} = R\omega^2 \frac{d\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right)}{d\varphi},$$

$$j_{\Pi} = R\omega^2 (\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi).$$

График ускорения поршня приведен на рис. 3.6.

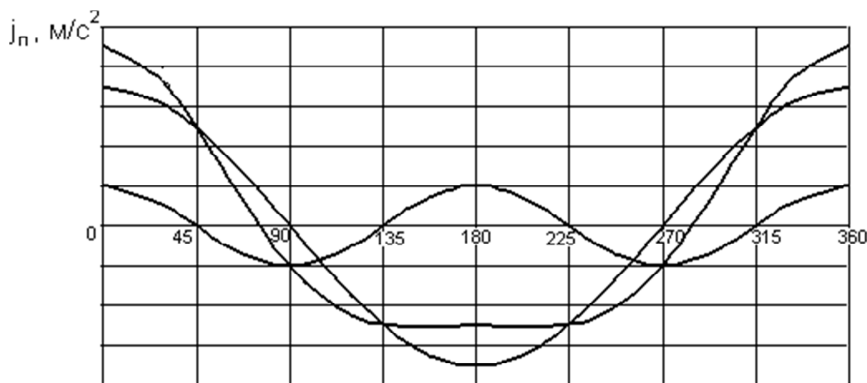


Рис. 3.6. График ускорения поршня:
 $j_{\Pi I}$ – ускорение поршня первого порядка;
 $j_{\Pi II}$ – ускорение поршня второго порядка

Имеются две причины, которые перемещают поршень. Каждая из этих причин сообщает свою скорость и ускорение. Такими причинами, вызывающими движения поршня, являются поворот коленчатого вала и отклонение шатуна.

3.2. Динамика кривошипно-шатунного механизма

3.2.1. Силы давления газов

Силы давления газов действуют на поршень, стенки и головку цилиндра.

Избыточное давление газов на поршень

$$P_{\text{Ги}} = P_{\text{ц}} - P_{\text{о}},$$

где $P_{\text{ц}}$ – текущее давление газов в цилиндре;

$P_{\text{о}}$ – давление окружающей среды или давление в картере двигателя.

Тогда сила давления газов на поршень

$$P_{\text{Г}} = P_{\text{Ги}} \cdot F_{\text{П}} = P_{\text{Ги}} \cdot 0,785D^2,$$

где $F_{\text{П}}$ – площадь днища поршня;

D – диаметр цилиндра.

Данную силу определяют для каждого момента времени (угла поворота коленчатого вала φ) по индикаторной диаграмме, полученной на основании теплового расчета или снятой непосредственно с двигателя с помощью специальной установки. На рис. 3.7 показана развернутая индикаторная диаграмма сил, действующих в КШМ, в частности изменение силы давления газов ($P_{\text{Г}}$) от величины угла поворота коленчатого вала.

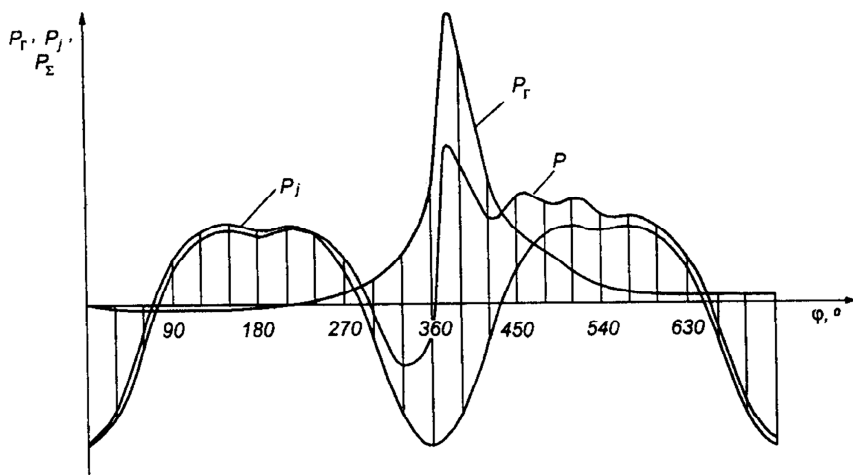


Рис. 3.7. Развернутая индикаторная диаграмма сил, действующих в КШМ

3.2.2. Приведение масс движущихся деталей КШМ

Движущимися частями в кривошипно-шатунном механизме двигателя являются комплект поршня (поршень, кольца, палец, втулки), шатун и коленчатый вал с маховиком. Поршневой комплект движется возвратно-поступательно, коленчатый вал с маховиком совершает вращательное движение, а шатун находится в сложном движении. Сначала при движении поршня от ВМТ он движется вниз ускоренно, а затем при приближении к НМТ – замедленно, и наоборот. Если тело движется с определенным ускорением, то возникает сила инерции. Сила инерции по величине равна массе движущегося тела, умноженной на ускорение. Сила инерции направлена обратно ускорению. То есть, если тело движется прямолинейно вперед ускоренно, то сила инерции направлена против движения; если же тело движется замедленно, то сила инерции направлена по движению. Таким образом, силы инерции, возникающие при работе кривошипно-шатунного механизма, будут зависеть от их массы и ускорения.

Масса шатуна – m_{II} . Верхняя головка шатуна движется возвратно-поступательно. Нижняя головка совершает вращательное движение вместе с шатунной шейкой коленчатого вала. Стержень шатуна движется возвратно-поступательно и совершает качательное движение в вертикальной плоскости около оси поршневого пальца. Масса ша-

туна может быть заменена тремя массами, сосредоточенными на оси поршневого пальца – m_1 , на оси шатунной шейки – m_2 и в центре тяжести шатуна – m_3 .

Масса m_1 движется поступательно и причисляется к массе возвратно-поступательно движущихся частей.

Масса m_2 совершает вращательное движение вместе с шатунной шейкой коленчатого вала и относится к массе вращающихся частей.

Масса m_3 движется поступательно и одновременно с этим качается около оси поршневого пальца. По сравнению с массами m_1 и m_2 масса m_3 незначительна. При практических расчетах массой m_3 пренебрегают.

Обычно при приближенных расчетах массу шатуна заменяют двумя массами m_1 и m_2 , расположенными в центре верхней и нижней головок.

m_1 и m_2 при расчетах можно принять равными

$$m_1 = 0,275m_{\text{ш}}; \quad m_2 = 0,725m_{\text{ш}}.$$

Масса возвратно-поступательно движущихся частей

$$m_j = m_{\Pi} + m_1,$$

где m_{Π} – масса поршневого комплекта.

3.2.3. Силы инерции

Силы инерции, действующие в КШМ, в соответствии с характером движения приведенных масс, делятся на силы инерции поступательно-движущихся масс P_j и центробежные силы инерции вращающихся масс $P_{\text{ц}}$.

Сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс может быть определена по формуле

$$P_j = -m_j j_n = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

Эта сила направлена вдоль оси цилиндра, она неуравновешена и действует на опоры двигателя, а знак минус показывает, что сила инерции направлена противоположно ускорению. Для удобства анализа силу инерции P_j раскладывают на две силы:

- силу инерции первого порядка $P_{jI} = -m_j R \omega^2 \cos \varphi$;
- силу инерции второго порядка $P_{jII} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi$.

Период изменения силы инерции первого порядка составляет один оборот коленчатого вала, а второго порядка – половину оборота.

Центробежная сила инерции вращающихся масс постоянна по величине и направлена от оси коленчатого вала. Ее величина определяется по формуле

$$P_{ц} = -m_{ц} R \omega^2.$$

3.2.4. Суммарные силы и моменты, действующие в КШМ

При работе двигателя в КШМ действуют силы:

- сила давления газов;
- сила инерции, приложенная к центру возвратно-поступательно движущихся масс и направленная вдоль оси цилиндра;
- центробежная сила от вращающихся масс, направленная по кривошипу в средней его плоскости.

Сила давления газов P_{Γ} и сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс приложены к поршню и действуют совместно вдоль оси цилиндра. Для исследования динамики КШМ имеет значение сумма этих сил $P = P_{\Gamma} + P_j$.

Схема сил и моментов, действующих в центральном КШМ, представлена на рис. 3.8.

Силу P для различных углов поворота кривошипа получают алгебраическим сложением ординат точек кривых P_{Γ} и P_j .

Эту силу можно разложить на две составляющие: нормальную

$$N = P \operatorname{tg} \beta,$$

и силу, направленную по оси шатуна

$$P_{ш} = \frac{P}{\cos \beta}.$$

Сила N воспринимается боковой поверхностью стенки цилиндра и обуславливает износ поршня и цилиндра. Она считается положительной, если создаваемый ею момент относительно оси коленчатого вала направлен противоположно направлению вращения вала двигателя.

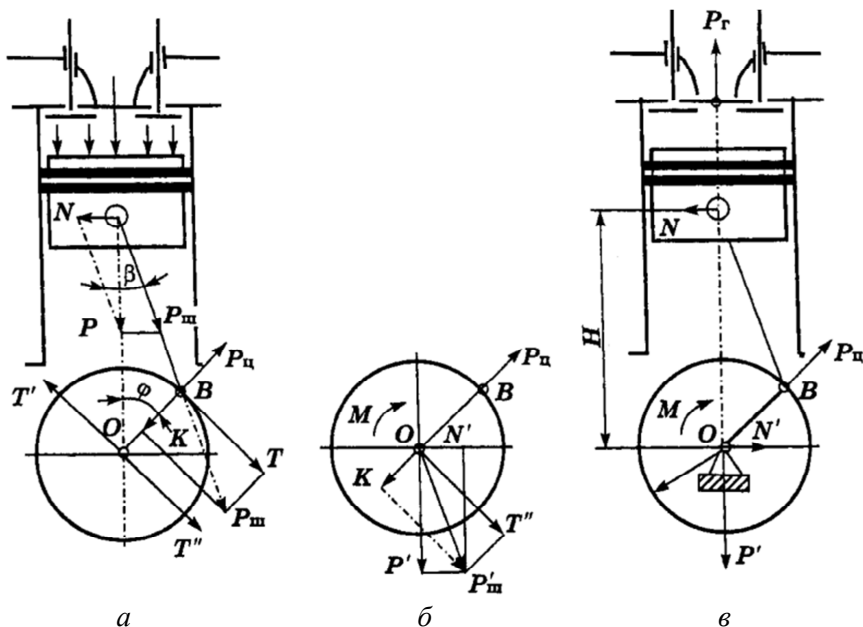


Рис. 3.8. Схема действия сил в КШМ:

а – силы, возникающие в результате взаимодействия поршня с шатуном и шатуна с кривошипом; *б* – силы, действующие на опоры кривошипа;

в – силы, действующие на корпусные детали двигателя

Сила $P_{ш}$ считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной – если его растягивает.

Перенесем силу $P_{ш}$ вдоль линии ее действия в центр шейки кривошипа (точка B) и разложим на две составляющие:

– тангенциальную T , направленную по касательной к окружности радиуса кривошипа

$$T = P \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

– радиальную (нормальную) K , действующую по радиусу кривошипа

$$K = P \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Сила K считается положительной, если она сжимает щеки кривошипа. Сила T считается положительной, если направление создаваемого ею момента совпадает с направлением вращения коленчатого вала.

Крутящий момент одноцилиндрового двигателя можно представить как функцию $M_d = f(T)$, соответственно – $T = f(\varphi)$. Значение силы T , в зависимости от угла поворота коленчатого вала, значительно изменяется, аналогично будет изменяться и крутящий момент двигателя.

3.3. Конструкция и расчет двигателей

3.3.1. 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 напряжения растяжения, направленные тангенциально, которые определяются по формуле

$$\sigma_z = 0,5P_{z\max} \cdot D/\delta_z,$$

где $P_{z \max}$ – максимальное давление сгорания;

D – диаметр цилиндра;

δ_z – толщина стенки гильзы.

У двигателей воздушного охлаждения цилиндры имеют наружное оребрение, 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

$$\sigma'_\Sigma = 0,25 p_{zd} \cdot D / \delta.$$

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

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

где h – плечо приложения силы N ;

$w_{\text{ц}}$ – момент сопротивления поперечного сечения цилиндра:

$$w_{\text{ц}} = 0,1(D_1^4 - D^4) / D_1.$$

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 d_b – внутренний диаметр поршня у днища;

δ – толщина днища поршня.

Головка поршня рассчитывается на сжатие в опасном сечении, ослабленном отверстиями для отвода масла:

$$\sigma_u = p_{z \max} / F_{\Pi},$$

где F_{Π} – площадь опасного сечения поршня без учета ослабления его отверстиями для отвода масла.

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):

$$q_{ю} = N_{\max} / DL_{ю},$$

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

D – диаметр цилиндра;

$L_{ю}$ – высота юбки поршня.

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:

$$p_{\text{ср}} = 0,152E \frac{S_0/t}{(D/t-1)^3 D/t},$$

где E – модуль упругости;

S_0 – разность между величинами зазоров замка в свободном и рабочем состоянии;

t – радиальная толщина кольца.

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

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

Значения коэффициента μ выбираются из табл. 3.1.

Таблица 3.1

Значения коэффициента μ

φ, град	0	30	60	90	120	150	180
μ	1,05	1,05	1,14	0,9	0,45	0,68	2,85

По вычисленным значениям p_φ 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.

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

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

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

P_j – сила инерции массы поршневой группы в сборе;

$d_{\text{пн}}$ – наружный диаметр пальца;

a – длина опорной поверхности пальца в головке шатуна.

Давление на бобышки поршня

$$q_6 = P/2d_{\text{пн}} l_6,$$

где $P = +KP_j$;

K – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца;

l_6 – рабочая длина бобышек поршня.

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

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

где P – максимальное значение суммарной силы;

l – длина пальца;

$d_{\text{пв}}$ – внутренний диаметр пальца;

$$\alpha = d_{\text{пв}}/d_{\text{пв}}.$$

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:

$$P_{T\max} = (P_{\text{пр}} + P_{\text{г}})(l_{\text{кл}}/l_{\text{т}}) + P_{\text{jt}},$$

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

$P_{\text{г}}$ – сила давления газов:

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

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

p'_r – давление в выпускном коллекторе;

d_b – 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.

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

$$\sigma_{cm} = 0,418 \sqrt{\frac{2P_{T\max} E_K E_T}{B_K (E_K + E_T) \left(\frac{1}{r_p} - \frac{1}{r_1} \right)}},$$

где B_K – несущая ширина опорной поверхности толкателя (ширина кулачка);

E_K, E_T – модули упругости материалов кулачка и толкателя;

r_p – радиус кривизны кулачка;

r_1 – радиус кривизны толкателя (при плоском толкателе).

Стрела прогиба распределительного вала определяется по следующей зависимости:

$$f = 6,8 \frac{P_{T\max} l_1^2 (l - l_1)^2}{El(d_H^4 - d_{BH}^4)},$$

где l – длина участка вала между опорами;

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

d_H, d_{BH} – соответственно наружный и внутренний диаметры распределительного вала.

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

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

где μ – динамическая вязкость масла.

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

8. По найденным значениям φ и $l_{\text{ш}}/d_{\text{ш}}$ определяется относительный эксцентриситет χ . Для этого используются графики, приводимые в литературе.

9. Минимальная толщина масляного слоя между шейкой и подшипником

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

10. Коэффициент запаса надежности подшипника

$$K_n = h_{\min} / h_{\text{кр}},$$

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

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

3.3.2. 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. Могут использоваться всесезонные масла. Отработанное масло из картера следует сливать с прогретого двигателя. В первую очередь следует снять пробку маслозаливной горловины, затем отвернуть пробку масляного картера. После того, как все масло вытечет из картера, пробку завернуть на место. Масло в двигатель заливается через маслозаливную 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 получили составы на основе этиленгликоля. 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. При

обращении со специальными охлаждающими жидкостями следует соблюдать определенные меры предосторожности, т. к. этиленгликоль – вещество ядовитое.

Следует изучить методику расчета подшипников скольжения коленчатого 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.

3.3.3. 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.

4. 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 закрепление и углубление знаний, получаемых студентами при изучении дисциплины «Автомобильные двигатели», а также по ранее пройденным дисциплинам специальности.

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

Курсовая работа включает расчетно-пояснительную записку и графическую часть.

Задание (исходные данные) по курсовой работе выдается кафедрой.

4.1. Содержание расчетно-пояснительной записки

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 процесса двигателя** проводится для режима работы, соответствующего номинальной мощности. 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** с целью определения инерционных и газовых сил, нагружающих детали кривошипно-шатунного механизма, при изменении угла поворота коленчатого вала от 0 до 720° ПКВ для четырехтактных и от 0 до 360° ПКВ для двухтактных двигателей с угловым интервалом 30° ПКВ. В интервале 360–390° ПКВ расчет выполняется через 10° ПКВ.

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 $P_r = f(\varphi)$ 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 $P_j = f(\varphi)$ град;

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

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

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

з) построение внешней скоростной характеристики двигателя;

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

4.2. Содержание графической части курсовой работы

Графическая часть курсовой работы состоит из одного листа – диаграмм расчета рабочего процесса 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 $P_r = f(\varphi)$ град; инерционных сил возвратно-поступательно движущихся масс P_j ; суммарных сил P_Σ ;
- в) диаграмма тангенциальных и нормальных сил T_Σ и $K_\Sigma = f(\varphi)$;
- г) диаграмма крутящих моментов двигателя;
- д) внешняя скоростная характеристика двигателя.

4.3. Оформление курсовой работы

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах стандартного размера (210×297 мм) на одной стороне листа.

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. Комиссия определяет возможность зачета по работе с дифференцированной оценкой.

Литература

1. Автомобильные двигатели: учебник для студ. высш. учеб. заведений / М. Г. Шатров, К. А. Морозов, И. В. Алексеев и др.; под ред. М. Г. Шатрова. – М.: Издательский центр «Академия», 2010. – 461 с.
2. 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.
3. 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. – М.: Высшая школа, 2005. – Кн. 1: Теория рабочих процессов. – 479 с.
4. 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.
5. Вершина, Г. А. Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / Г. А. Вершина, Г. М. Кухаренок, Д. Г. Гершань. – Минск: БНТУ, 2016. – 51 с.
6. Петрученко, А. Н. Динамический расчет двигателей внутреннего сгорания: пособие для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / А. Н. Петрученко. – Минск: БНТУ, 2017. – 30 с.
7. Альферович, В. В. Конструирование и расчет двигателей: пособие для курсового проектирования для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / В. В. Альферович, В. А. Бармин, А. В. Предко. – Минск: БНТУ, 2018. – 49 с.

Оглавление

Введение.....	3
1. ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ.....	4
1.1. Основные понятия и определения для двигателей.....	5
1.2. Циклы двигателей внутреннего сгорания.....	6
1.2.1. Идеальные циклы.....	7
1.2.2. Действительные циклы двигателей.....	12
1.3. Топливо и реакции его окисления.....	19
1.3.1. Топливо.....	19
1.3.2. Реакции окисления топлива.....	20
1.3.3. Коэффициент избытка воздуха.....	20
1.4. Процессы газообмена.....	22
1.4.1. Организация процесса газообмена.....	22
1.4.2. Показатели процессов газообмена.....	25
1.5. Процесс сжатия.....	28
1.6. Процесс сгорания.....	29
1.6.1. Сгорание в двигателях с искровым зажиганием.....	29
1.6.2. Сгорание в дизелях.....	33
1.6.3. Основные пути улучшения процессов сгорания в бензиновых двигателях и дизелях.....	36
1.6.4. Термодинамический расчет процесса сгорания.....	37
1.7. Процесс расширения.....	39
1.8. Показатели рабочего цикла двигателя.....	41
1.8.1. Индикаторные показатели.....	41
1.8.2. Механические потери.....	44
1.8.3. Эффективные показатели двигателя.....	46
1.9. Тепловой баланс двигателя.....	49
1.10. Наддув двигателей.....	50
1.10.1. Виды наддува.....	50
1.10.2. Механический наддув.....	51
1.10.3. Газотурбинный наддув.....	53
1.11. Характеристики двигателей.....	56
2. СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	57
2.1. Системы впрыска бензина двигателей с искровым зажиганием.....	57
2.1.1. Классификация способов впрыска.....	57

2.1.2. Управление топливоподачей в двигателях с впрыском топлива	59
2.1.3. Системы центрального впрыска топлива	59
2.2. Системы подачи газа двигателей с искровым зажиганием	62
2.3. Топливные системы дизелей	65
2.3.1. Требования к топливным системам и их классификация	65
2.3.2. Аккумуляторные топливные системы	67
3. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	73
3.1. Кинематика кривошипно-шатунного механизма	73
3.1.1. Типы кривошипно-шатунных механизмов	73
3.1.2. Путь, скорость и ускорение поршня	74
3.2. Динамика кривошипно-шатунного механизма	81
3.2.1. Силы давления газов	81
3.2.2. Приведение масс движущихся деталей КШМ	82
3.2.3. Силы инерции	83
3.2.4. Суммарные силы и моменты, действующие в КШМ	84
3.3. Конструкция и расчет двигателей	86
3.3.1. Кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы	86
3.3.2. Смазочная система и система охлаждения	93
3.3.3. Система пуска двигателя	94
4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ	95
4.1. Содержание расчетно-пояснительной записки	95
4.2. Содержание графической части курсовой работы	97
4.3. Оформление курсовой работы	97
Литература	98

Учебное издание

КУХАРЁНОК Георгий Михайлович

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальностей

1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,
1-37 01 07 «Автосервис»

Редактор *Е. О. Германович*

Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 15.02.2021. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 5,87. Уч.-изд. л. 4,59. Тираж 200. Заказ 579.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.