

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

Г.М. Кухарёнок

ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ

Методическое пособие
для студентов заочной формы обучения специальности
1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

Минск
БНТУ
2011

УДК 621.431.73(075.4)

ББК 39.359я7

К 95

Рецензенты:

Л.А. Молибошко, А.С. Климук

Кухарёнок, Г.М.

К 95 Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания: методическое пособие для студентов заочной формы обучения специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / Г.М. Кухарёнок. – Минск: БНТУ, 2011. – 62 с.

ISBN 978-985-525-634-3.

В методическом пособии изложены учебные материалы по дисциплине «Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания». Даны методические указания по их изучению, приведено содержание и требования к выполнению курсовой работы.

УДК 621.431.73(075.4)

ББК 39.359я7

ISBN 978-985-525-634-3

© Кухарёнок Г.М., 2011

© БНТУ, 2011

ПРЕДИСЛОВИЕ

Дисциплина «Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания» является одной из основных при подготовке инженеров по специальности «Двигатели внутреннего сгорания».

Студенты-заочники специальностей 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» изучают дисциплину на 4-м курсе. Объем планируемых аудиторных занятий – 18 ч, самостоятельной работы – 248 ч. Работа над дисциплиной включает изучение теоретических вопросов, выполнение лабораторных и практических работ, курсовой работы. Контроль знаний студентов осуществляется путем опроса на лабораторных и практических занятиях, при защите курсовой работы, а также на экзамене.

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

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

Заключительным этапом работы по изучению дисциплины является выполнение курсовой работы.

1 ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЦИКЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1 ВВЕДЕНИЕ

Во введении необходимо рассмотреть следующие вопросы: предмет и задачи дисциплины, история и перспективы развития теории ДВС, научные центры разработки проблем двигателестроения.

Предмет дисциплины – рабочие процессы поршневых двигателей, методы расчета их параметров и показателей двигателей.

Задачами освоения дисциплины являются изучение методов расчета рабочих процессов и циклов двигателей, ознакомление с перспективными направлениями совершенствования рабочих процессов двигателей, позволяющими повысить технико-экономические показатели современных двигателей, умение использовать современные методы расчета показателей двигателей с использованием ЭВМ, в том числе в условиях автоматизированного проектирования двигателей (САПР).

Первый двигатель внутреннего сгорания был создан в 1860 г. французским инженером Этьеном Ленуаром, но эта машина была еще весьма несовершенной.

Немецкий изобретатель Н. Отто, построил в 1878 г. первый четырёхтактный двигатель внутреннего сгорания. КПД такого двигателя достигал 22 %, что превосходило значения, полученные при использовании двигателей всех предшествующих типов.

Бензиновый двигатель, предназначенный для воздухоплавательного дирижабля был изобретен капитаном русского флота И.С. Костовичем в 1879 г.

Начиная с 1885 г. получают распространение двигатели, работающие на керосине и более тяжелых сортах жидкого топлива нефтяного происхождения.

Первый двигатель Дизеля построен в 1893 г.

Развитие теории двигателей внутреннего сгорания связано с именами Г. Даймлера, К. Бенца, Рикардо, А. Дюжода, Г. Гюльдена и др., а также российских ученых Н.Р. Брилинга, Е.К. Мазинга, А.А. Липгарта, Г.Г. Калиша, В.Ю. Гиттиса, И.М. Ленина, А.С. Орлина, Б.С. Стечкина и др.

Наряду с развитием поршневых двигателей внутреннего сгорания проводятся работы по созданию новых типов двигателей: Стирлинга, роторных, Баландина и др.

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) в настоящее время получили широкое распространения во многих отраслях народного хозяйства. На ближайшие десятилетия они останутся основным источником энергии для тракторов, автомобилей, мобильной сельскохозяйственной, строительной, мелиоративной и другой техники.

Рост выпуска ДВС остро ставит проблемы их качественного совершенствования, в основе которых – увеличение мощности, снижение расхода топлива, дымности и токсичности отработавших газов, улучшение эксплуатационных показателей.

Для совершенствования рабочего процесса дизелей широкое распространение получают регулируемый турбонаддув с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха и системы топливоподачи с электронным управлением. Для двигателей с искровым зажиганием – работа на обедненных смесях с применением систем впрыска топлива.

В настоящее время большинство ДВС в качестве топлива использует жидкое топливо и газ. Актуальным является проведение исследований и разработок, направленных на диверсификацию сырьевой базы, поиск эффективных и экологически чистых топлив из нетрадиционных источников сырья, так называемых альтернативных моторных топлив.

В настоящее время развитием теории двигателей внутреннего сгорания занимаются высшие учебные заведения, научно-исследовательские институты, конструкторские бюро заводов, выпускающих автотракторную технику.

1.2 ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ В ТЕОРИИ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.2.1 Основные понятия и определения, применяемые в ДВС

Перед рассмотрением рабочих процессов необходимо изучить основные понятия и определения принятые для двигателей внутреннего сгорания.

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

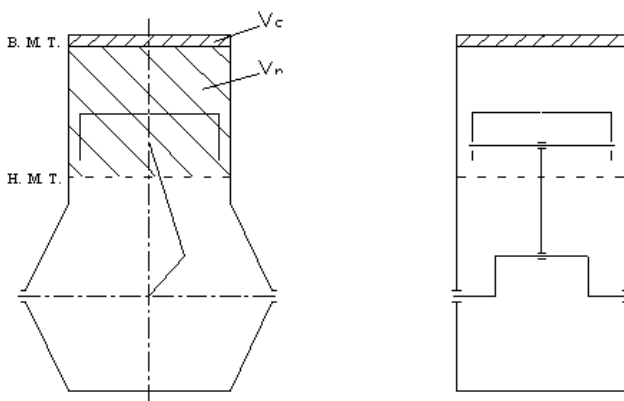


Рис. 1.1. Схема поперечного (а) и продольного (б)
разрезов двигателя

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.

Рабочим объемом цилиндра V_h называется объем, освобождаемый поршнем при перемещении от точки минимального объема до точки максимального объема. Он равен произведению хода поршня на его площадь

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

где D – диаметр цилиндра.

Сумма объема сжатия и рабочего объема цилиндра называется полным объемом цилиндра V_a

$$V_a = V_c + V_h.$$

Геометрическая степень сжатия – отношение полного объема цилиндра к объему сжатия

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

Рабочим циклом двигателя называется комплекс последовательных процессов периодически повторяющихся в каждом 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.

1.2.2 Классификация двигателей

Современные двигатели внутреннего сгорания можно классифицировать по следующим основным признакам.

1. По способу воспламенения смеси:

- с самовоспламенением от сжатия (дизели);
- с принудительным искровым зажиганием (ИЗ) (бензиновые и газовые);
- с комбинированным воспламенением (например газодизели, у которых горючая смесь поджигается за счет самовоспламенения небольшого количества 10–15 % жидкого распыленного запального топлива);
- с форкамерно-факельным зажиганием, когда смесь в специальной дополнительной камере сгорания воспламеняется искрой, а в основной камере от пламени из дополнительной камеры.

2. По способу смесеобразования:

- двигатели с внутренним смесеобразованием, в которых горючая смесь образуется внутри цилиндра в процессе сжатия, после подачи в него топлива (дизели; двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива в цилиндр; газовые с подачей газа в цилиндр);
- с внешним смесеобразованием, рабочая смесь образуется вне цилиндра двигателя (бензиновые карбюраторные и газовые – топливоздушная смесь приготавливается в карбюраторе или смесителе, а также двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива во впускной трубопровод);
- с расслоением заряда, при котором в различных зонах камеры сгорания образуется рабочая смесь разного состава.

3. По роду применяемого топлива:

- двигатели, работающие на жидком топливе (бензин, керосин, дизельное топливо, спирты, биотопливо);
- двигатели, работающие на газообразном топливе (сжиженный, сжатый, генераторный и биогаз);
- многотопливные двигатели, приспособленные для работы на широком ассортименте топлив;
- двигатели, работающие на водородном топливе.

4. По способу регулирования мощности:

- двигатели с количественным регулированием, в которых мощность регулируется изменением количества подаваемой в цилиндры топливоздушной смеси (двигатели с искровым зажиганием);
- двигатели с качественным регулированием, в которых для изменения мощности при почти постоянном количестве воздушного заряда изменяется количество впрыснутого топлива (дизели);

– двигатели со смешанным регулированием – изменяется количество и состав смеси.

5. По способу организации рабочего цикла:

– четырехтактные двигатели, у которых рабочий цикл осуществляется в цилиндре за четыре хода поршня, т.е. за два оборота коленчатого вала;

– двухтактные двигатели, у которых рабочий цикл осуществляется в цилиндре за два хода поршня, т.е. за один оборот коленчатого вала.

6. По способу действия:

– простого действия, у которых рабочий цикл осуществляется только в одной верхней полости цилиндра;

– двойного действия, у которых рабочий цикл совершается в двух плоскостях цилиндра – в верхней и нижней;

– с противоположно движущимися поршнями, которые являются по существу двумя двухтактными двигателями простого действия с общей камерой сгорания.

7. По способу наполнения цилиндра свежим зарядом:

– без наддува, у которых наполнение цилиндра обеспечивается перемещением поршня;

– с наддувом, у которых рабочая смесь (или воздух) полностью или частично подается в цилиндр под давлением, превышающим давление окружающей среды (свежий заряд перед поступлением в цилиндр предварительно сжимается в специальном компрессор-нагнетателе).

8. По конфигурации камер сгорания (КС):

– с неразделенными однополостными КС;

– с полуразделенными КС;

– с разделенными КС.

9. По типу кривошипно-шатунного механизма:

– нереверсивные, имеющие одно постоянное направление вращения;

– реверсивные, у которых перемена направления вращения осуществляется реверсивным механизмом;

– тронковые, у которых в качестве направляющей используется тронковая часть поршня;

– крейцкопфные, у которых в качестве направляющей поршня служит ползун.

10. По способу охлаждения:
 - жидкостного охлаждения;
 - воздушного охлаждения.
11. По степени быстроходности:
 - тихоходные (со средней скоростью поршня до 10 м/с);
 - быстроходные (со средней скоростью поршня выше 10 м/с).
12. По назначению:
 - транспортные;
 - для внедорожной техники.

1.3 ИДЕАЛЬНЫЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

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 три типа циклов: идеальный, теоретический 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.

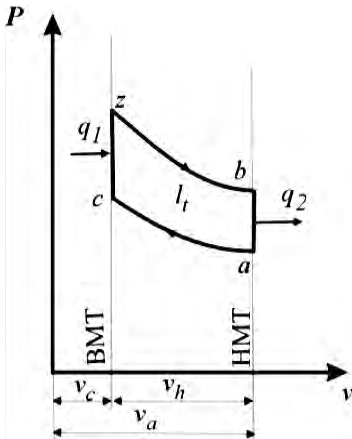
Во всех циклах отвод теплоты производится при постоянном давлении.

1.3.1 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 системах 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).



Параметры цикла:

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

давления;

l_t – работа цикла.

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

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

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

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

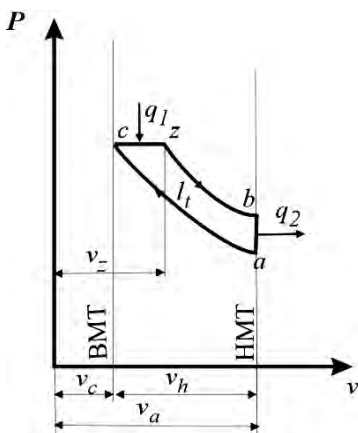
После преобразований уравнение для рассматриваемого цикла имеет вид:

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

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, повышаясь с их увеличением. Степень сжатия бензиновых двигателей с искровым зажиганием (ИЗ) ограничивается возможностью появления детонации и составляет $\varepsilon = 8 \dots 10$.

Цикл с подводом теплоты при $P = \text{const}$ в системах 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).



Параметры цикла:

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

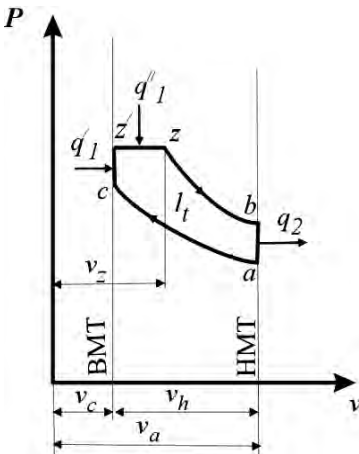
Рис. 1.3. Идеальный цикл с подводом теплоты при $P = \text{const}$

Термодинамический КПД цикла определяется по следующей зависимости:

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

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:

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

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

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

Формула термодинамического КПД для данного цикла:

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

Из данного выражения видно, что η_t цикла возрастает с увеличением ε и зависит от ρ и λ_p . Анализ формулы 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.

Сравнение идеальных циклов. В связи с тем, что смешанный цикл является промежуточным между циклами с подводом теплоты при $V = \text{const}$ и $P = \text{const}$ при сравнении циклов можно ограничиться двумя предельными случаями.

Сравнение циклов при одинаковых степенях сжатия ε и количествах подведенной теплоты Q_1 . В цикле с подводом теплоты при $P = \text{const}$ отводится большее количество теплоты, чем в цикле – при $V = \text{const}$. Следовательно, количество полезно использованной теплоты, а соответственно и кпд η_t , в цикле с подводом теплоты при $P = \text{const}$ будет меньше. КПД смешанного цикла имеет промежуточное значение.

Максимальное давление цикла $P_z = P_c \lambda$ будет иметь наименьшую величину в цикле с подводом теплоты при $P = \text{const}$.

Сравнение циклов при одинаковых максимальном давлении и количествах подведенной теплоты. В цикле с подводом теплоты при $V = \text{const}$ степень сжатия меньше (для сохранения одинаковых P_z), а количество отведенной теплоты больше, чем в цикле с подводом теплоты при $P = \text{const}$.

Таким образом при одинаковых P_z цикл с подводом теплоты при $P = \text{const}$ будет более экономичным.

Приведенный анализ позволяет сделать следующие выводы:

1. Цикл с подводом теплоты при $V = \text{const}$ (двигатели с ИЗ) экономичней смешанного цикла (дизели) при одинаковых степенях сжатия и количествах подведенной теплоты. Однако возможности этого цикла трудно использовать ввиду того, что повышение степени сжатия влечет за собой возникновение детонации и рост максимального давления сгорания.

2. Смешанный цикл (дизели) по сравнению с циклом с подводом теплоты при $V = \text{const}$ допускает применение более высоких степеней сжатия при сохранении неизменного максимального давления цикла и повышении кпд. Поэтому дизельные двигатели экономичней двигателей с ИЗ. Степень сжатия современных дизелей составляет $= 14 \dots 20$.

Низшие значения ϵ в реальных дизелях ограничиваются температурой самовоспламенения топлива и соответственно условиями его надежного пуска.

1.3.2 Теоретические циклы

Теоретический – незамкнутый необратимый цикл, осуществляемый реальным рабочим телом переменного состава. В этом цикле учитываются изменения теплоемкости рабочего тела при отсутствии потерь теплоты, связанных с теплообменом между газами и стенками цилиндра и неполнотой сгорания.

Основные особенности теоретических циклов заключаются в следующем:

1. Рабочее тело — смесь реальных газов переменного состава и количества, с изменяющейся теплоемкостью реальных рабочих тел C_p и C_v , которые являются функцией температуры и возрастают с ее повышением, что значительно влияет на КПД цикла.

2. Вместо подвода теплоты в данных циклах осуществляется полное сгорание топлива, происходящее при постоянном объеме или давлении, а также по смешанному циклу.

3. Процессы сжатия и расширения протекают по адиабатам, т.е. без теплообмена; утечка рабочего тела через неплотности в цилиндре отсутствует.

4. Состав и параметры рабочей смеси в начале процесса сжатия такие же, как и в действительном цикле.

5. Процесс отвода теплоты заменен выпуском отработавших газов при постоянном объеме в конце процесса расширения.

Для упрощения расчетов с достаточной точностью (для двухатомных и трехатомных газов) можно принять линейную зависимость теплоемкости от температуры. В начале такта сжатия (на номинальном режиме работы) температура рабочего тела в двигателях находится в пределах 310...400 К, количество остаточных газов составляет от 2 до 10 %. В бензиновых двигателях с ИЗ трехатомных газов (теплоемкость трехатомных газов выше, чем двухатомных) содержится 1...3 %, а в дизелях – 0.7...1.0 %. В конце такта сгорания количество трехатомных газов достигает у бензиновых двигателей 27 %, а в дизелях – до 15 %; максимальная температура сгорания при этом возрастает соответственно до 2300...2800 К и до 1800...2200 К. В конце такта расширения температура отработавших газов снижается до 1000...1500 К, причем меньшие значения соответствуют дизельным двигателям. В результате этого η_t теоретического цикла всегда меньше КПД идеального цикла, причем эта разница тем значительней, чем больше количество трехатомных газов в продуктах сгорания и выше значения температур.

На основании сказанного выше можно сделать заключение о том, что влияние переменной теплоемкости реального рабочего тела на уменьшение термического КПД больше проявляется в двигателях с ИЗ, чем в дизелях.

Сравнение показателей действительного рабочего цикла с показателями теоретического цикла позволяет оценить потери, вызванные несовершенством процесса сгорания и теплоотдачей в окружающую среду.

Сравнительный анализ показателей идеального и теоретического циклов дает возможность установить степень влияния на КПД двигателя изменения состава и количества газов в процессах сгорания и смены заряда, а также переменной теплоемкости смеси газов.

1.4 ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ

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*.

Он протекает в цилиндрах реального двигателя и осуществляется рабочим телом, меняемым в течение процессов впуска и выпуска. В современных высокооборотных четырехтактных двигателях (дизели для грузовика до 3000 об/мин, легкового до 5000 об/мин, двигатели с искровым зажиганием до 6000 об/мин) на один цикл приходится 0,15–0,02 с.

За этот промежуток времени должны быть осуществлены следующие процессы: ввод в цилиндр топлива и воздуха, сжатие, испарение топлива и его перемешивание с воздухом, воспламенение топливовоздушной смеси и ее сгорание, приводящее к повышению температуры и давления газов, расширение и выброс отработавших газов. Для всех рассматриваемых процессов характерным является изменение в течение их протекания термо- и газодинамических параметров (теплообмен, изменение теплоемкости, неполнота сгорания, диссоциация, потери на перетекание газа).

Аналитически определить работу, совершаемую в действительном цикле затруднительно, т. к. невозможно заранее для заданного двигателя определить потери при осуществлении каждого процесса в отдельности. Такие расчеты ведутся с учетом опытных коэффициентов, полученных в результате большого количества исследований.

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

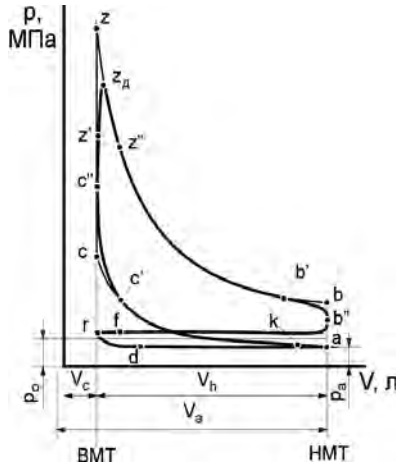


Рис. 1.5. Свернутая индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с ИЗ (P_0 – атмосферное давление)

Индикаторную диаграмму при испытаниях двигателей чаще всего записывают в координатах P – φ , 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.

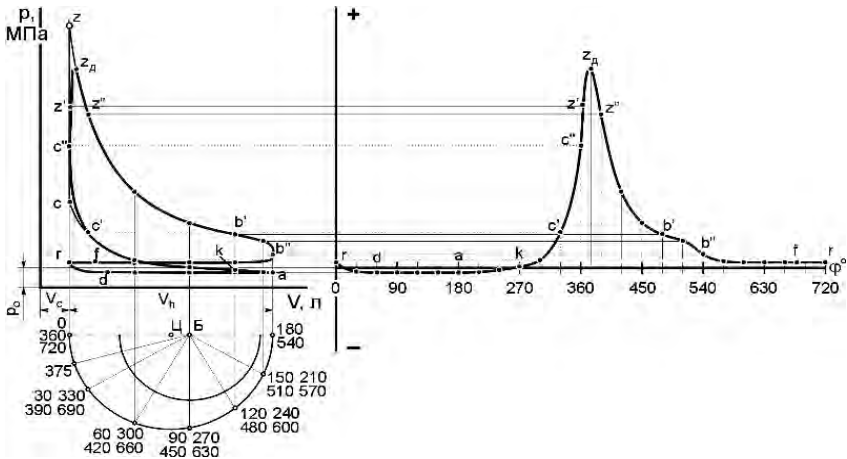


Рис. 1.6. Развернутая индикаторная диаграмма двигателя с ИЗ

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.

1.4.1 Действительные циклы четырёхтактных двигателей

Действительный цикл четырёхтактного 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* ($c'-c''-z'-z_d-z''$);

– *рабочий ход* ($z_d-z''-b'-b''$). 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. 1.5 видно, что границы реальных процессов не совпадают с мертвыми точками, как это происходит в идеальном цикле.

Свернутая индикаторная диаграмма четырёхтактного дизеля со свободным впуском (без наддува) приведена на рис. 1.7.

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 по-

вышением давления и температуры (участок $c'-c''-z'$), на участке $z'-z$ происходит дальнейшее повышение температуры при незначительном повышении давления. Процесс сгорания заканчивается в точке z'' . Протекание процесса сгорания существенно зависит от степени сжатия, физико-химических свойств топлива, способа топливopодачи, 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.

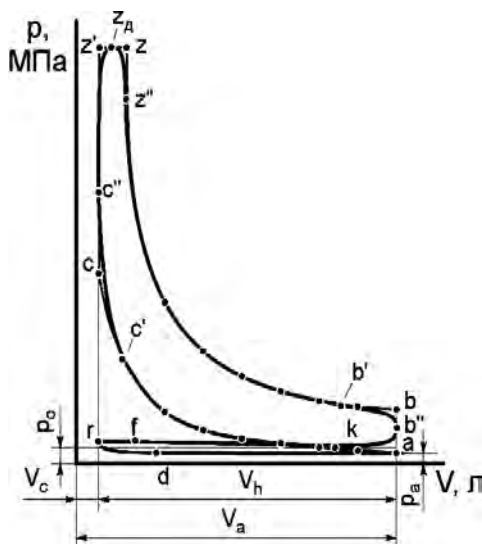


Рис. 1.7. Свернутая индикаторная диаграмма дизельного двигателя

1.4.2 Действительные циклы двухтактных двигателей

Принцип работы двухтактных двигателей. 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.

Для изучения принципа работы двухтактных двигателей следует рассмотреть схему рабочих органов двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой и с продувочным насосом.

Индикаторную диаграмму рабочего цикла рассмотрим на примере двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой (рис. 1.8).

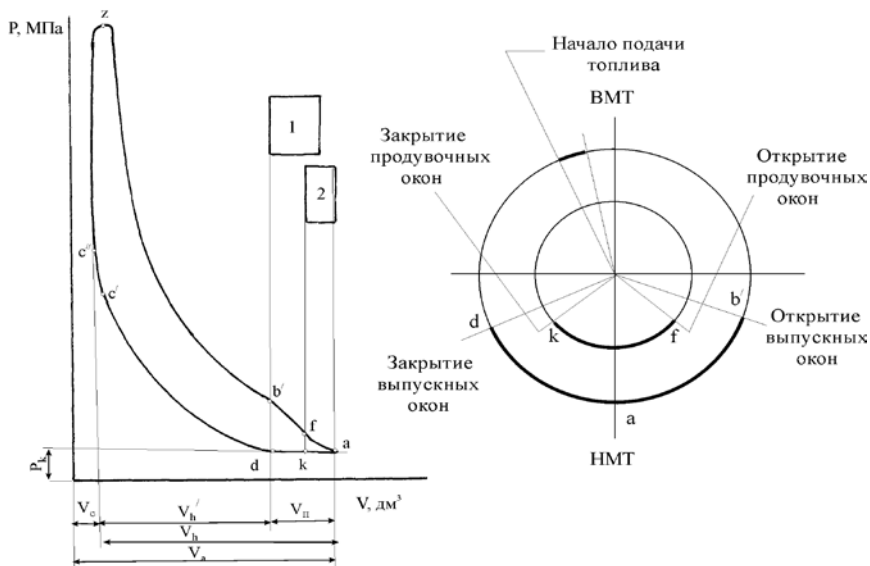


Рис. 1.8. Свернутая индикаторная диаграмма двухтактного двигателя:
1 – выпускное окно; 2 – продувочное окно

При движении поршня от ВМТ к НМТ происходит такт расширения. За время этого такта осуществляется рабочий ход. В точке b' с момента открытия поршнем выпускных окон 1 начинается процесс газообмена.

По линии $b'-f$ происходит свободный выпуск отработавших газов. В точке f открывается продувочное окно 2, и свежий заряд под

небольшим избыточным давлением поступает в цилиндр двигателя. При движении поршня от НМТ к ВМТ в точке k сначала закрываются продувочные окна, затем в точке d выпускные окна (клапаны) и далее происходит сжатие $d-c$. На участке $f-a-k$ одновременно происходит выпуск отработавших газов и поступление свежего заряда. Совокупность этих процессов называется продувкой цилиндра.

В двухтактных двигателях для обеспечения хорошей очистки и зарядки цилиндров объем свежего заряда подаваемый в цилиндры двигателя должен быть больше суммы рабочих объемов цилиндров на 20–30 %.

Степень сжатия двухтактных двигателей. Из приведенного описания рабочего цикла двухтактных двигателей видно, что у них удаление отработавших газов и наполнение цилиндров происходит в конце такта расширения и начале такта сжатия. Часть рабочего объема $V_{\text{п}}$ оказывается потерянной для основных процессов. Поэтому различают геометрический (полный V_h) и действительный V'_h рабочие объемы, которые связаны между собой уравнением

$$V'_h = V_h - V_{\text{п}}.$$

Соответственно с этим в двухтактных двигателях различают две степени сжатия:

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

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

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

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

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

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

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

1.4.3 Процессы циклов

Из приведенного анализа видно, что действительные циклы поршневых двигателей состоят из процессов: газообмена, включающего выпуск отработавших газов, продувку камеры сгорания и впуск свежего заряда; сжатие, сопровождающееся повышением внутренней энергии рабочего тела; сгорание, сопровождающееся выделением теплоты, и расширение (рабочий ход).

Характер протекания процессов сжатия, сгорания и расширения не зависит от тактности двигателя и определяется лишь способом организации процесса смесеобразования и воспламенения смеси. Процесс газообмена зависит от тактности двигателя. В четырехтактном двигателе его продолжительность составляет более чем 2 хода поршня; в двухтактном только часть хода поршня.

В двухтактном двигателе воздух (или топливовоздушная смесь) вводят в цилиндр после предварительного сжатия его в компрессоре (кривошипной камере) до давления P_k .

Температура продувочного воздуха T_k выше температуры окружающей среды и определяется по формуле

$$T_k = T_0 \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}},$$

где n – показатель политропы сжатия в нагнетателе ($n = 1,5 \dots 1,8$);
 P_k – давление продувки.

2 РАБОЧИЕ ТЕЛА И ИХ СВОЙСТВА

2.1 РЕАКЦИИ ОКИСЛЕНИЯ ТОПЛИВ

2.1.1 Основные свойства топлив

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

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

В автотракторных двигателях применяют в основном жидкие и газообразные топлива, полученные в результате переработки нефти. Применяемые топлива представляют собой смесь различных углеводородов. Содержание отдельных химических элементов в топливе характеризует его элементарный состав, который для жидкого топлива задают массовыми долями углерода С и водорода Н, содержащихся в 1 кг топлива (табл. 2.1). При использовании кислородосодержащих топлив в элементарном составе учитывают кислород О.

Т а б л и ц а 2.1

Элементарный состав топлива по массе

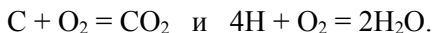
Топливо	Элементарный состав, кг			Низшая теплота сгорания H_u , кДЖ/кг
	С	Н	О	
Бензин	0,85	0,15	–	43 500–44 500
Дизельное топливо	0,856	0,136	0,008	41 500–42 500

2.1.2 Реакции окисления топлив

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

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

Записать реакции окисления углерода и водорода:



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

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

$$C \text{ кг(C)} + H \text{ кг(H}_2) + O \text{ кг(O}_2) + (8/3C + 8H - O) \text{ кг(O}_2) = \\ = 11/3C \text{ кг(CO}_2) + 9H \text{ кг(H}_2\text{O)}.$$

2.1.3 Коэффициент избытка воздуха

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

Стехиометрическое количество кислорода для сгорания 1 кг топлива:

$$l'_0 = \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right), \frac{\text{кг кислорода}}{\text{кг топлива}}.$$

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

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

Оно называется также *стехиометрическим количеством воздуха*. Для бензина $l_0 = 14,8 \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}$, для дизельного топлива

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

При необходимости проведения расчетов в молях теоретически необходимое количество воздуха

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

где $\mu_{\text{в}}$ – молекулярная масса воздуха ($\mu_{\text{в}} = 28,97$ 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).

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

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

3 ПРОЦЕССЫ ГАЗООБМЕНА

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

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

3.1 ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА

3.1.1 Процессы выпуска и впуска

Процесс выпуска. В конце рабочего хода (рис. 3.1), 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 достигнет ВМТ, при этом из цилиндра удаляется 95–98 % массы газов. Выпускной клапан закрывается в точке d после НМТ.

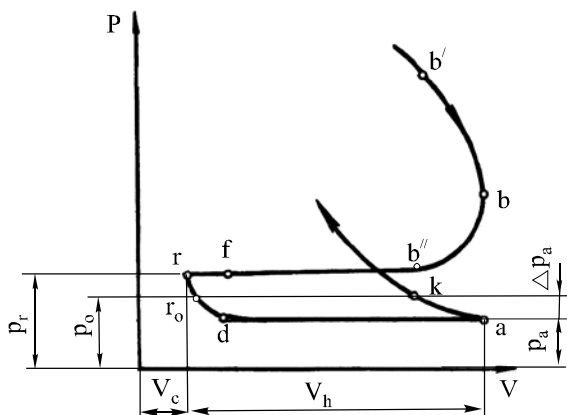


Рис. 3.1. Диаграмма процесса газообмена четырехтактного двигателя

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

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

Процесс впуска. Процесс впуска в двигателях предназначен для наполнения цилиндров свежим зарядом (смесью воздуха с топли-

вом или воздухом). Он хотя и является вспомогательным процессом, но оказывает значительное влияние на мощностные и экономические показатели двигателя.

Процесс впуска (см. рис. 3.1) 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) $p_r > p_0$ и в цилиндре расширяются остаточные газы до точки r_0 и только после преодоления аэродинамических сопротивлений в системе впуска в цилиндр начинает поступать свежий заряд (точка d).

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

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

3.1.2 Показатели процессов газообмена

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

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

для двигателей с наддувом:

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

где P_0 – атмосферное давление;

P_k – давление после компрессора.

Коэффициент остаточных газов. Для качественного наполнения цилиндров двигателя свежим зарядом необходимо осуществить, возможно, лучшее удаление из него продуктов сгорания. Качество очистки цилиндров от отработавших газов характеризуется коэф-

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

3.2 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 ставится T_k и P_k :

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

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

ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

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

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

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

откуда

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

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

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

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

Определение температуры конца сжатия производится по уравнениям:

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

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

5 ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

При изучении процесса сгорания следует уяснить, что это основной процесс, определяющий мощностные, экологические и экономические показатели двигателя.

В реальных циклах поршневых двигателей рабочее тело не получает теплоты извне, как это мы предполагали рассматривая идеальные циклы. Необходимая для работы энергия вводится в цилиндр вместе с топливом в виде его потенциальной химической энергии, здесь она превращается в тепловую и затрачивается на нагревание рабочего тела.

Процесс преобразования химической энергии топлива в тепловую, происходящий в результате быстрых реакций окисления топлива, называется процессом сгорания.

Далее надо изучить вопросы «Образование горючих смесей», «Процессы воспламенения и горения» и «Самовоспламенение».

При рассмотрении вопроса «Самовоспламенение» надо уяснить, что самовоспламенение распыленных жидких топлив имеет решающее значение для развития процесса сгорания в дизелях. В двигателях с воспламенением от искры самовоспламенение смеси перед фронтом пламени является источником возникновения детонации и других нарушений процесса сгорания.

Самовоспламенение является результатом развития ряда самоускоряющихся ценных предпламенных реакций, которые завершаются появлением пламени (цепочно-тепловой взрыв).

Интервал времени от начала развития предпламенных реакций до момента появления пламени называется периодом задержки самовоспламенения. Воспламенение может быть одностадийным и двухстадийным.

5.1 СГОРАНИЕ В ДВИГАТЕЛЯХ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

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

В процессе сгорания могут быть выделены три фазы:

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

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

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

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

Начертим участок развернутой индикаторной диаграммы, соответствующей процессу сгорания в координатах $P-\varphi$ (рис. 5.1, 1) и диаграмму «чистого» сжатия-расширения (рис. 5.1, 2), которая получается при выключенном зажигании (отсутствии воспламенения).

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

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

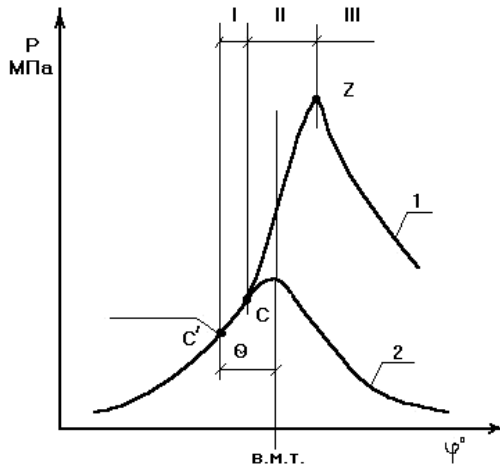


Рис. 5.1. Развернутая индикаторная диаграмма процесса сгорания в двигателе с ИЗ

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Надо уяснить, что эти пределы справедливы для однородных топливовоздушных смесей, т. е. таких смесей, которые образуются в бензиновых двигателях. Для неоднородных смесей, которые ха-

рактарны для дизелей, пределы воспламеняемости могут быть значительно шире.

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

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

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

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

Детонирует обычно небольшая часть смеси, окисляющаяся в последнюю очередь.

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

Длительная работа двигателя с детонацией недопустима. При детонации:

– увеличивается температура деталей, и может прогорать днище поршня;

- растет температура охлаждающей жидкости, уменьшается наполнение и, как следствие, понижается мощность двигателя;
- двигатель дымит;
- увеличивается износ верхнего пояса гильзы и поршневых колец;
- разрушается антифрикционный слон в шатунных подшипниках.

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

5.2. СГОРАНИЕ В ДИЗЕЛЯХ

Фазы процесса сгорания. В дизелях топливо впрыскивается форсункой в воздушный заряд, сжатый до давления выше 45,0 МПа и имеющий температуру 800–950 К. Для эффективного протекания горения топливо должно находиться в парообразном состоянии, но из-за недостатка времени на смесеобразование часть топлива не успевает испариться и находится в начале горения в капельно-жидкостном 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. 5.2) 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 град ПКВ.

Вторая фаза начинается с момента отрыва кривой сгорания от линии сжатия (точка 2) до момента достижения максимального давления цикла (точка 3). В первую очередь сгорают однородные слои смеси топлива и воздуха хорошо перемешанные между собой. Давление и температура во второй фазе быстро повышаются вследствие

сгорания значительной части смеси испарившегося в первой фазе топлива с воздухом и топлива, впрыскиваемого во второй фазе. При этом фронт пламени распространяется очень быстро, в определенных случаях с образованием ударной волны, распространяющейся со скоростью звука. Но в отличие от двигателей с ИЗ, в дизелях эти волны не переходят в детонационные, т. к. структура смеси по всему объему камеры сгорания неравномерна. Это позволяет использовать более высокую степень сжатия.

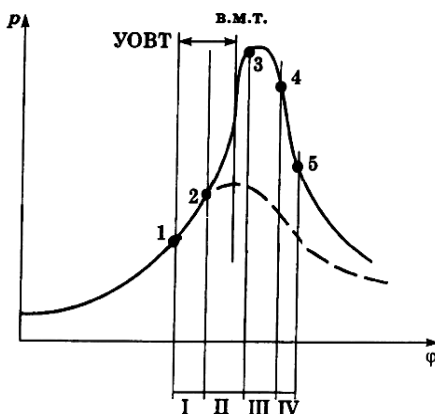


Рис. 5.2. Развернутая индикаторная диаграмма процесса сгорания в дизеле

Максимальная скорость нарастания давления во второй фазе $(dp/d\varphi)_{\max}$ характеризует жесткость процесса сгорания. Для автотракторных дизелей $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,4 \dots 1,0$ 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 ци-

линдр вместе с отработавшими газами, вызывает сильное дымление на выпуске. Горение продолжается при постоянно увеличивающемся объеме камеры сгорания, поэтому давление плавно понижается, а температура газов растет.

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

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

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

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

– возможность практически неограниченного обеднения смеси. Это позволяет регулировать мощность дизеля только путем изменения количества подаваемого за цикл топлива при неизменном количестве поступающего воздуха. При этом полнота сгорания в дизелях по мере увеличения коэффициента избытка воздуха до $3-3,5$ возрастает;

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

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

Недостатки дизельного процесса:

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

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

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

– высокая жесткость процесса сгорания и шумность работы.

5.3 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

Вначале надо рассмотреть вопрос **«Образование токсичных веществ при сгорании топлива в двигателях»**.

Далее изучить направления воздействия на процесс сгорания для уменьшения выброса токсичных веществ и снижения расхода топлива в двигателях с принудительным воспламенением и дизелях.

Для дизелей это:

– 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.

5.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР И ДАВЛЕНИЙ ЦИКЛА

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. 5.3). Для упрощения расчетов принимаем, что сгорание протекает, как в идеальном цикле.

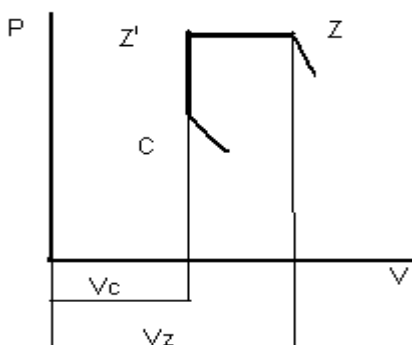


Рис. 5.3. Расчетная схема процесса сгорания дизеля

Термодинамическое уравнение сгорания на основании первого закона термодинамики записывается в виде

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

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

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

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

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

ΔQ_w – потери теплоты от газов в стенки;

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

ΔU_{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 ($\lambda = \frac{P_z}{P_c}$);

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:

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

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

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

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

6 ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

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

лопередачи. 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. 6.1.

Т а б л и ц а 6.1

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

7 ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

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

7.1 ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

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

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

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

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

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

Индикаторная мощность – работа, совершаемая газами за 1 с.

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

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

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:

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

где G_T – часовой расход топлива.

Индикаторный КПД характеризует экономичность действительного цикла. Он всегда меньше термодинамического КПД идеального цикла вследствие дополнительных потерь в действительном цикле, которые не учитываются при определении 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** – расход топлива, приходящийся на единицу развиваемой двигателем индикаторной мощности в единицу времени:

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

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

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

В табл. 7.1 представлены значения индикаторных показателей для различных двигателей.

**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

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

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

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

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

7.2 МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ

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

К ним относятся следующие потери:

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

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

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

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

4. Потери мощности на механический привод компрессора (N_k).

5. Гидравлические потери мощности (N_r) учитывают затрату мощности на преодоление сопротивления движению деталей кривошипно-шатунного механизма в картере.

6. Вентиляционные потери (N_v).

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

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

Ориентировочные значения доли различных видов механических потерь от общих потерь на номинальном скоростном режиме работы двигателя представлены в табл. 7.2.

Т а б л и ц а 7.2

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

Вид механических потерь	$N_{мп}$, %
1	2
Потери мощности на трение:	до 75
поршень и поршневые кольца – стенки цилиндра	42–50
подшипники коленчатого вала	16–19
механизм газораспределения	4–6

1	2
Насосные потери	до 12
Общие потери на привод вспомогательных механизмов:	12–17
жидкостного насоса	2–3
масляного насоса	1–2
топливного насоса	2–3
вентилятора	4–6
электрооборудования	1–2
Потери на привод нагнетателя	до 10
Гидравлические и вентиляционные потери	до 5

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

Механические потери в двигателе оцениваются механическим КПД 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. 7.3.

Т а б л и ц а 7.3

**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	0,75–0,80
с наддувом	до 0,98
Двухтактные дизели:	
без наддува	0,7–0,8
с наддувом	до 0,96

7.3 ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

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

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

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

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

Эффективная мощность – мощность, снимаемая с коленчатого вала двигателя. Эта мощность передается трансмиссии автомобиля, она меньше индикаторной на величину мощности, затрачиваемой на преодоление механических потерь, т.е.

$$N_e = N_i - N_{мп}.$$

По аналогии с индикаторной мощностью

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

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

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

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

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

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

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

Взаимосвязь η_e и g_e определяется выражением

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

Эффективные показатели ДВС приведены в табл. 7.4.

Т а б л и ц а 7.4

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 с наддувом	0,65–0,8	235–202	0,36–0,42
	1,2–1,8	223–188	0,38–0,45
Двухтактные дизели: без наддува с наддувом	0,4–0,6	257–223	0,33–0,38
	0,8–1,3	248–223	0,35–0,41

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

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

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

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

7.4 УДЕЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ

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.

8 ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

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

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

В табл. 8.1 приведены средние значения составляющих теплового баланса.

Т а б л и ц а 8.1

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 турбонаддува с приводом нагнетателя за счет энергии отработавших газов, а также использование высокотемпературной системы охлаждения.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

При изучении дисциплины «Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания» в течение семестра студент выполняет курсовую работу по расчету рабочего цикла двигателя. Исходные данные каждому студенту выдаются индивидуально, недостающие для расчета величины принимаются из литературных источников.

Целью курсовой работы является:

1. Закрепление и углубление знаний, получаемых студентами при изучении дисциплины «Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания», а также по ранее пройденным дисциплинам.

2. Выработка навыков самостоятельной творческой деятельности (см. «Стандарт предприятия. Курсовое проектирование» [6]).

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

Курсовая работа включает расчетно-пояснительную записку и графическую часть.

Содержание расчетно-пояснительной записки

Разделы расчетно-пояснительной записки должны включать следующие материалы:

Задание (исходные данные) по курсовой работе (выдается кафедрой).

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

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

3. **Специальное задание** (дается информация по заданному вопросу с необходимыми схемами и расчетными формулами).

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

5. **Оглавление** (записки).

Содержание графической части курсовой работы

Графическая часть курсовой работы состоит из одного листа, на котором изображаются:

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

б) диаграмма сил давления газов в функции угла поворота коленчатого вала $P_1-\varphi$.

Оформление курсовой работы

Диаграммы теплового расчета двигателя выполняются в соответствии с требованиями Р 50-77–88 ЕСКД «Правила выполнения диаграмм» [9].

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах стандартного размера (210 × 297 мм) на одной стороне листа. Все листы скрепляются вместе с титульным листом. Титульный лист и последующие листы записки выполняются в соответствии с ГОСТ 2.105–95 ЕСКД «Общие требования к текстовым документам» [8].

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

ЛИТЕРАТУРА

Основная литература

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Теория рабочих процессов / под ред. В.Н. Луканина, М.Г. Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2005. – 479 с.
3. Кухаренок Г.М. Рабочий процесс высокооборотных дизелей. Методы и средства совершенствования. – Минск: БГПА, 1999. – 180 с.

Дополнительная литература

4. Вершина, Г.А. Методическое пособие по курсам «Теория рабочих процессов ДВС» и «Динамика ДВС» для студентов специальности Т 05.10.00 / Г.А. Вершина, Г.Я. Якубенко. – Минск: Техноперспектива, 2001. – 86 с.
5. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высшая школа, 2002. – 496 с.
6. Курсовое проектирование: СТП БНТУ 3.01–2003.
7. Кухаренок, Г.М. Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания: лабораторные работы (практикум) для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / Г.М. Кухаренок, А.Н. Петрученко, И.К. Русецкий. – Минск: БНТУ, 2006. – 60 с.
8. Общие требования к текстовым документам: ГОСТ 2.105–95 ЕСКД.
9. Правила выполнения диаграмм: Р 50-77–88 ЕСКД.

Оглавление

Предисловие.....	3
1 ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЦИКЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	4
1.1	
ВВЕДЕНИЕ.....	4
1.2 ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ В ТЕОРИИ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	6
1.2.1 Основные понятия и определения, применяемые в ДВС.....	6
1.2.2 Классификация двигателей.....	7
1.3 ИДЕАЛЬНЫЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	10
1.3.1 Идеальные циклы.....	10
1.3.2 Теоретические циклы.....	15
1.4 ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ.....	17
1.4.1 Действительные циклы четырехтактных двигателей.....	19
1.4.2 Действительные циклы двухтактных двигателей.....	20
1.4.3 Процессы циклов.....	23
2 РАБОЧИЕ ТЕЛА И ИХ СВОЙСТВА.....	24
2.1 РЕАКЦИИ ОКИСЛЕНИЯ ТОПЛИВ.....	24
2.1.1 Основные свойства топлив.....	24
2.1.2 Реакции окисления топлив.....	25
2.1.3 Коэффициент избытка воздуха.....	25
3 ПРОЦЕССЫ ГАЗООБМЕНА.....	27
3.1 ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА.....	27
3.1.1 Процессы выпуска и впуска.....	27
3.1.2 Показатели процессов газообмена.....	30
3.2 КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ.....	31
4 ПРОЦЕСС СЖАТИЯ.....	33
5 ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ.....	34
5.1 СГОРАНИЕ В ДВИГАТЕЛЯХ С ИСКРОВЫМ	

ЗАЖИГАНИЕМ.....	35
5.2 СГОРАНИЕ В ДИЗЕЛЯХ.....	39
5.3 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ.....	42
5.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР И ДАВЛЕНИЙ ЦИКЛА.....	43
6 ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ.....	45
7 ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ.....	47
7.1 ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ.....	47
7.2 МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ.....	51
7.3 ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ.....	53
7.4 УДЕЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	55
8 ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ.....	56
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	57
Содержание расчетно-пояснительной запис- ки.....	57
Содержание графической части курсовой работы.....	58
Оформление курсовой работы.....	58
Литература.....	59

Учебное издание

КУХАРЁНОК Георгий Михайлович

ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ

Методическое пособие
для студентов заочной формы обучения специальности
1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

Технический редактор О.В. Песенько
Компьютерная верстка Н.А. Школьниковой

Подписано в печать 10.11.2011.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 3,60. Уч.-изд. л. 2,82. Тираж 200. Заказ 997.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.