

**Министерство сельского хозяйства
Российской Федерации**

Технологический институт-филиал ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ

А.А. Хохлов
Д.Е. Молочников
А.Л. Хохлов
И.Р. Салахутдинов

Силовые агрегаты:

краткий курс лекций



Димитровград - 2019

УДК 629.03
ББК 39.35
Х -86

Хохлов, А.А. Силовые агрегаты: краткий курс лекций / А.А. Хохлов, Д.Е. Молочников, А.Л. Хохлов, И.Р. Салахутдинов - Димитровград: Технологический институт – филиал УлГАУ, 2019.- 61 с.

Рецензенты: Голубев Владимир Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация мобильных машин и технологического оборудования» ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ

Ротанов Евгений Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Естественнонаучные и технические дисциплины», ПКИУПТ (филиал) ФГБОУ ВО «МГУТУ ИМ. К.Г.РАЗУМОВСКОГО (ПКУ)»

Силовые агрегаты: краткий курс лекций предназначен для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Утверждено
на заседании кафедры «Эксплуатация транспортно-
технологических машин и комплексов»
Технологического института – филиала
ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ,
протокол № 1 от 4 сентября 2019г.

Рекомендовано
к изданию методическим советом Технологического
института – филиала
ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ
Протокол № 2 от 10 октября 2019г.

© Хохлов А.А., Молочников Д.Е., Хохлов А.Л., Салахутдинов И.Р., 2019
© Технологический институт – филиал ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ, 2019

Оглавление

Введение.....	4
ЛЕКЦИЯ 1.	
Классификация силовых агрегатов, общее устройство.....	5
ЛЕКЦИЯ 2.	
Кривошипно-шатунный механизм силовых Агрегатов автомобилей.....	11
ЛЕКЦИЯ 3.	
Газораспределительный механизм Силовых агрегатов автомобилей.....	16
ЛЕКЦИЯ 4.	
Действительный цикл ДВС.....	20
ЛЕКЦИЯ 5.	
Процессы впуска и выпуска.....	25
Лекция 5.	
Смесеобразование в двс.....	30
ЛЕКЦИЯ 6.	
Процесс сжатия.....	34
ЛЕКЦИЯ 7.	
Процесс сгорания в двигателях с искровым зажиганием.....	38
ЛЕКЦИЯ 8.	
Процесс сгорания в дизелях.....	42
ЛЕКЦИЯ 9.	
Процесс расширения и тепловой баланс двигателя.....	50
ЛЕКЦИЯ 10.	
Индикаторные и эффективные показатели ДВС.....	56
ЛЕКЦИЯ 11.	
Форсирование двигателей.....	62
ЛЕКЦИЯ 12.	
Динамика кшм автотракторных двигателей.....	65
ЛЕКЦИЯ 13.	
Уравновешивание ДВС.....	68
ЛЕКЦИЯ 14	
Основные показатели технического уровня ДВС.....	70

Введение

Современные автотракторные двигатели должны иметь высокую экономичность, надёжность, долговечность, по возможности меньше габаритные размеры и массу, безотказный пуск при различных условиях окружающей среды, минимальную экологическую опасность.

Эксплуатация двигателей внутреннего сгорания (ДВС) на сельскохозяйственном тракторе при выполнении технологических операций машинно-тракторным агрегатом (МТА) сопровождается непрерывно изменяющимися воздействиями. Внешние воздействия характеризуются температурой, давлением, влажностью и запылённостью окружающей среды, неустановившемся режимом загрузки двигателя. Неустановившийся режим обусловлен рельефом поля, физико-механическими свойствами почвы, конструкцией с.-х. машины, трансмиссии и ходовой части трактора, а также видом выполняемой сельскохозяйственной операции и связанной с её частотой включения сцепления, передачи, гидросистемы.

Перечисленные эксплуатационные факторы ухудшают показатели технического уровня ДВС, которые в свою очередь снижают производительность МТА и увеличивают затраты на выполнение с.-х. работы.

Знание причин снижения технического уровня ДВС и ухудшения технико-экономических показателей МТА позволит эксплуатационнику свести эти негативные влияния к минимуму. Однако в существующих учебниках и учебных пособиях этому важному вопросу уделено недостаточное внимание. Поэтому цель настоящих лекций – заострить внимание на этих проблемах и до некоторой степени ликвидировать этот пробел не только непосредственно приведённой информацией, но и дополнительной литературой, указанной в конце каждой лекции.

нагревать. Для этого используют систему охлаждения двигателя и отработавшие газы.

Однако основным недостатком таких аккумуляторов является то, что масса аккумулированного в нем водорода составляет лишь 2% от собственной массы аккумулятора. В настоящее время ведутся поиски более приемлемых гидридов.

Большое внимание привлекает возможность использования биомассы для получения спирта (этанол) и использование его в ДВС. Спирт получают из картофеля, сахарного тростника, зерна. В последнее время стали использовать растение под названием маниок. Это растение не требует плодородных почв и может выращиваться на землях, где кроме него, почти ничего не произрастает. Листы, стебли этого растения идут на корм домашнему скоту, а корни используются для производства спирта.

Вероятно, самым идеальным топливом будущего является водород, который уже нашел применение на космических кораблях. Применение водорода в качестве топлива для ДВС еще зафиксировано в 1852 году, водород применялся в 1942 году в блокадном Ленинграде.

Водород - один из самых распространенных элементов на земле. Обычно его получают электролизом воды, в результате которого образуется водород и кислород. При сгорании этих газов снова образуется вода. Водород обладает еще многими предпочтительными свойствами, по сравнению с бензином и дизельным топливом (табл. 21.10).

Таблица 21.10

Свойства бензина, дизельного топлива и водорода

Параметр	Бензин	Дизельное топливо	Жидкий водород
Плотность, кг/дм ³	0,73	0,86	0,071
Температура кипения, °С	38-204	160-343	-253
Низшая теплотворная способность, МДж/кг	44,9	43	120
Стехиометрическое отношение	14,8	14,5	34,6
Температура воспламенения, °С	257	254	574
Скорость горения	0,34	0,34	2,7

Главным достоинством водорода является значительно превышающая нефтяные топлива теплотворная способность, возможность сгорания при очень бедных смесях, отсутствие в выхлопных газах окислов азота, углеводородов. Однако присутствуют окислы азота, содержание которых можно снизить рециркуляцией отработавших газов.

Для сжигания водорода в ДВС, требуются незначительные изменения и не представляют особых трудностей. Наибольшую сложность представляет хранение водорода на транспортном средстве. Поскольку водород очень легкий (плотность его в 14,4 раза меньше плотности воздуха), то, скажем, для равноценного бака автомобиля "Волга" его необходимо 15 кг. При атмосферном давлении это заняло бы объем 105 м³, при давлении 160 атмосфер понадобилось бы 26 стандартных баллонов, которые бы весили 1,5 тонны, в жидком виде понадобилось бы 200 л водорода. Поэтому такой способ хранения его на транспортном средстве неприемлем.

Для хранения водорода наиболее выгодно использовать гидриды металлов (FeTi, NiMg). Для заправки гидридного водородного аккумулятора необходимо его охладить, так как в процессе связывания водорода с металлом выделяется тепло. Для обратного процесса выделения водорода гидрид необходимо

ЛЕКЦИЯ 1. Введение. Классификация силовых агрегатов, общее устройство

План.

- 1.1. Классификация ДВС.
- 1.2. Рабочий процесс четырехтактного дизеля.
- 1.3. Рабочий процесс карбюраторного четырехтактного двигателя.
- 1.4. Рабочий процесс двухтактного двигателя.
- 1.5. Работа многоцилиндрового двигателя.

1.1. Классификация ДВС.

Автотракторные тепловые двигатели классифицируются по следующим основным признакам (рис.1.1):

Двигатели внутреннего сгорания дополнительно разделяются:

- а) по способу смесеобразования: с внешним смесеобразованием - карбюраторные, газовые, с впрыском во впускную систему (моновпрыск, расщепленный впрыск); с внутренним смесеобразованием - дизели;
- б) по способу воспламенения горючей смеси: с принудительным воспламенением от электрической искры, с самовоспламенением от сжатия;
- в) по способу реализации рабочего цикла: четырехтактные и двухтактные;
- г) по виду применяемого топлива: бензиновые, газовые, дизельные;
- д) по способу охлаждения: с жидкостным и воздушным охлаждением;
- е) по числу цилиндров: одноцилиндровые и многоцилиндровые;
- ж) по расположению цилиндров: однорядные и двухрядные; двухрядные могут быть V - образные, звездообразные, апозитные.



Рис. 1.1. Классификация автотракторных тепловых двигателей.

1.2. Рабочий цикл четырехтактного дизеля.

Рассмотрим, что происходит в одном из цилиндров работающего двигателя.

Впуск – первый такт (рис. 2, а). Поршень перемещается от ВМТ (верхней мёртвой точки) вниз и, действуя подобно насосу, создает разрежение в цилиндре. Через открытый впускной клапан цилиндр заполняется чистым воздухом под влиянием разности давлений. Выпускной клапан закрыт. В конце такта закрывается и впускной клапан. В конце такта впуска давление в цилиндре составляет 0,08...0,09 МПа, температура – 30...50⁰С. Для упрощения принимает, что клапаны открываются и закрываются в мёртвых точках, (хотя в реальном двигателе, как будет показано ниже это не так).

Сжатие – второй такт (рис. 2, б). Поршень, продолжая движение, перемещается вверх. Поскольку оба клапана закрыты, поршень сжимает воздух, температура которого растет. Благодаря высокой степени сжатия давления в цилиндре повышается до 4 МПа, воздух нагревается до температуры 600⁰С. В конце такта сжатия через форсунку в цилиндр впрыскивается порция дизельного топлива в мелкораспыленном состоянии. Мелкие частицы топлива, соприкасаясь с нагретыми сжатым воздухом и стенками цилиндра, самовоспламеняются, и большая их часть сгорает.

Расширение или рабочий ход, - третий такт (рис. 2, в). Во время этого такта топливо полностью сгорает. Оба клапана при рабочем ходе закрыты. Температура газов при сгорании достигает 2000⁰С, давление повышается до 8 МПа и более. Под большим давлением расширяющихся газов поршень перемещается вниз и передает воспринимаемое им усилие через шатун на коленчатый вал, заставляя его вращаться. Около НМТ (нижней мёртвой точки) давление снижается до 0,4 МПа, температура - до 700⁰С.

Выпуск – четвертый такт (рис. 2, г) Поршень перемещается вверх, выпускной клапан открывается. Отработавшие газы сначала под действием избыточного давления, а затем поршнем удаляются из цилиндра.

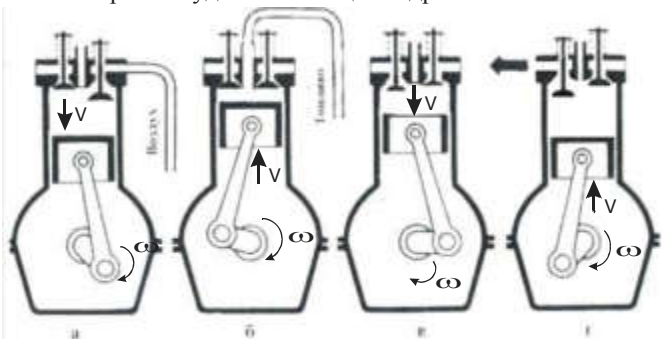


Рис.1.2. рабочий процесс четырёхтактного дизеля.

1.3. Рабочий процесс карбюраторного четырехтактного двигателя.

В начале первого хода поршня открывается впускной клапан (точка f на графике, изображенном на рис. 3, а) и за счет разрежения над опускающимся поршнем в цилиндр засасывается из карбюратора свежая горючая смесь, со-

из "Келйвра-29", внутренний слой 3 выполнен из стекловолокна; спицы изготовлены из графитовых волокон.

Чем больше частота вращения и масса, тем больше запас энергии, но чем больше частота, тем больше центробежные силы и напряжение по периметру маховика, которые при превышении прочности материала могут привести к разрушению. На выполненных конструкциях маховик помещают либо в вакууме, либо в среде водорода, для уменьшения потерь на трение, вращается на магнитных подшипниках, с частотой 10-25 тыс. об/мин, выбег длится более 40 суток. Экспериментальные конструкции легковых автомобилей и автобусов показали запас хода от несколько километров до 180. Однако из стадии экспериментальных образцов еще не вышла ни одна серийная машина.

Принцип теплового аккумулятора заключается в том, что соответствующее вещество нагревается до высокой температуры (или расплавляется), а затем это тепло превращается в механическую работу. В качестве вещества применяется фтористый литий, а в качестве преобразователя тепловой энергии в механическую, как правило, двигатель Стирлинга. По подсчетам фирмы "Филипс" легковой автомобиль с полной массой 1135 кг и тепловым аккумулятором массой 139 кг будет иметь запас хода 311 км.

Электрические аккумуляторы находят применение на электромобилях, которые были по достоинству оценены уже на заре автомобилизма. Привлекло их бесшумное движение, отсутствие загрязнения атмосферы, простота обслуживания и управления. Однако наиболее слабой стороной электромобилей является его аккумулятор электрической энергии.

Свинцовый аккумулятор с плотностью энергии около 30-35 Вт·ч/кг мало чувствителен к быстрой разрядке сильным током, но стоимость их довольно высока, и они имеют короткий срок службы. Более подробно об электромобилях можно ознакомиться в следующих источниках [2, 4].

Заменители нефтяных топлив.

Значительные запасы нефтяных фракций содержатся в горючих сланцах и песках. Путем нагревания до 500 °С выделяют продукт, содержащий до 80% нефти.

Среди запасов ископаемых топлив, запасы угля являются наибольшими. Поскольку их хватит на несколько десятилетий больше, чем запасов нефти, то наметилась тенденция их использования для ДВС. Ведутся исследования по сжиганию тонко измельченного угольного порошка, вдуваемого сжатым воздухом в цилиндр двигателя.

Еще одним способом выработки нефтепродуктов и бензина является сжижение угля. Из 3 т угля, с учетом потребляемой энергии, получают 1 т жидкого продукта, состоящего из 25% бензиновых фракций и 75% тяжелых и средних фракций, а также 0,4% горючего газа.

Природный газ также начинает широко использоваться в автотранспорте. Его применение облегчает пуск двигателя, снижает токсичность отработавших газов.

Аккумуляторы энергии.

Масса и размеры топливного бака или аккумулятора должны быть минимальными. С этих точек зрения наиболее приемлемым топливом (аккумулятором энергии) является бензин и дизельное топливо.

Хотя атомная энергия обладает наибольшей плотностью энергии, однако способы ее высвобождения очень сложны, а обеспечение защиты от радиации обладают большими размерами и массой, поэтому она нашла применение на АЭС и больших судах, и вряд ли в ближайшее время ее можно будет использовать в тракторах и автомобилях.

Ниже приведена плотность энергии, запасаемой в различных аккумуляторах.

Таблица 21.9

Тип аккумулятора	Запас энергии, Вт·ч/кг
Маховик из стали	20-40
Маховик из материала "Кевлар"	70-120
Свинцовый	30-35
Серебряно-цинковый	100
Тепловой	470
Гидрид	470
Гидрид	940
Гидрид	1800
Бензин	11000
Водород	33000

Инерционный аккумулятор отлично подходит для кратковременного накопления энергии. В конструкциях современных маховиков находят применение композиционные материалы (Кевлар, прочность на разрыв 3500 МПа при плотности 1,44 кг/дм³), стальная лента, намотанная спиралью.

Современный маховик на рис. 21.27.

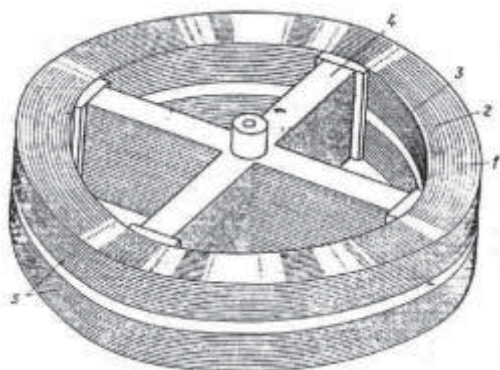


Рис. 21.28. Маховик из материала «Кевлар»:

1 – наружный слой обода; 2 – средний слой обода; 3 – внутренний слой обода; 4 – спицы; 5 – кольцо обода.

Обод маховика состоит из двух колец 5, образованных несколькими слоями Кевлара. Наружный слой 1 выполнен из "Келрвра-49", средний слой 2 -

стоящая из воздуха и топлива. Цилиндр заполняется смесью до момента прихода поршня в нижнее положение, после чего впускной клапан закрывается (точка а). Таким образом, поршень совершает свой первый ход, называемый *тактом всасывания* (впуска); при этом кривошип делает первую половину оборота, повернувшись на угол 3,14 рад (180°). Такт впуска протекает при давлении в цилиндре (прямая *f a* на графике работы) около 0,08 МПа. К концу впуска смесь нагревается на 80 ÷ 130° С от горячих стенок цилиндра и оставшихся газов.

При втором ходе поршни (такте) и закрытых клапанах совершается такт сжатия. К концу сжатия объем смеси сокращается в 6...8 раз, давление повышается до 0,8...1,2 МПа (кривая *a c*), температура возрастает до 450...500° С. В конце такта сжатия (20...30° поворота кривошипа до ВМТ) между электродами свечи проскакивает искра, при этом смесь воспламеняется, что приводит к повышению давления (точки *Z* рис. 3) до 3...4 МПа при температуре 1800...2000° С.

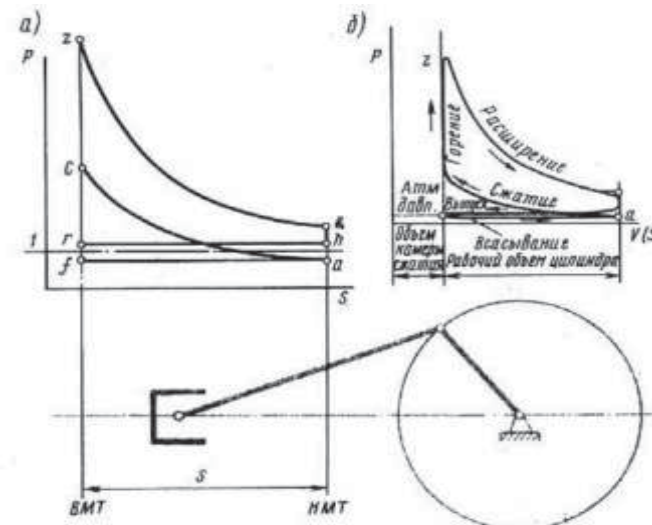


Рис.1.3. График работы карбюраторного четырехтактного двигателя.

Третий ход представляет собой движение поршня за счёт расширения продуктов сгорания, этот ход называется рабочим ходом или тактом расширения. При этом давление в цилиндре равно 0,35..0,45 МПа (точка в рис. 3) и температура 800...1000° С.

Такт выпуска происходит при открытом выпускном клапане и завершается в т. *r* при котором давление снижается до 0,1...0,12 МПа, а температура до 700...800° С.

Затем все процессы повторяются.

1.4. Рабочий процесс двухтактных двигателей.

Рабочий процесс двухтактного двигателя рассмотрим на примере одноцилиндрового двигателя, у которого кривошипная камера выполняет роль предварительного компрессора (Пусковой двигатель ПД-10).

Первый такт (Рис.4, а) совершается при движении поршня от НМТ к ВМТ, при котором в кривошипную камеру 9 всасывается через карбюратор 8 горячая смесь (смесь бензина с маслом и воздухом), а в основной камере 4 происходит сжатие смеси, которая вблизи ВМТ поршня воспламеняется искрой свечи 5.

Второй такт – воспламеняемая смесь заставляет поршень перемещаться к НМТ. При этом, над поршнем происходит горение (рабочий ход), а под поршнем (в кривошипной камере) – сжатие. При приближении поршня к нижней мертвой точке открываются (поршнем) выпускное 6 и продувочное 1 окна, надпоршневое пространство соединяется с атмосферой – происходит выпуск отработавших газов (Рис. 1.4., в), а цилиндр продувается и заполняется свежей смесью из кривошипной камеры.

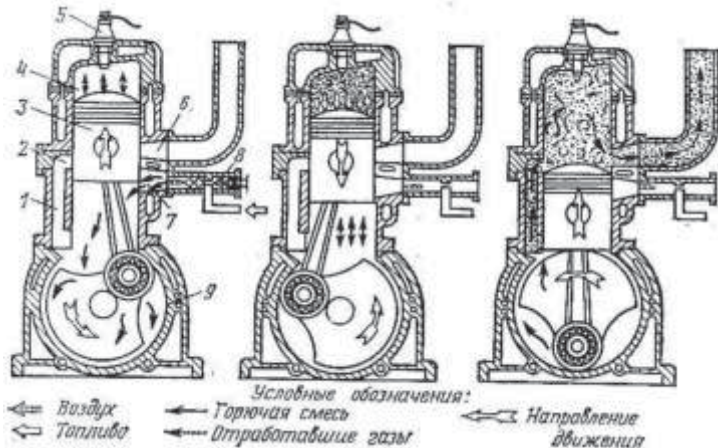


Рис.1.4. Схема устройства и работы двухтактного двигателя:

1-канал, идущий из кривошипной камеры; 2-продувочное окно; 3-поршень; 4-цилиндр; 5-свеча; 6-выпускное окно; 7-впускное окно; 8-карбюратор; 9-кривошипная камера.

1.5. Работа многоцилиндровых двигателей.

Рабочий цикл четырёхтактных двигателей совершается за два оборота коленчатого вала. За это время коленчатый вал получает усилие от поршня только при одном полуобороте, соответствующим рабочему ходу поршня. Три других полуоборота продолжаются по инерции, и коленчатый вал с помощью маховика перемещает поршень при всех вспомогательных тактах – выпуске, впуске и сжатии. Вследствие этого коленчатый вал одноцилиндрового двигателя вращается неравномерно: при рабочем ходе – ускоренно, а при вспомогательных тактах – замедленно. Кроме того, одноцилиндровый двигатель обычно имеет небольшую мощность и повышенную вибрацию. Поэтому на современных тракторах и автомобилях устанавливают многоцилиндровые двигатели.

Чтобы многоцилиндровый двигатель работал равномерно, такты расширения должны следовать через равные углы поворота коленчатого вала (т.е. через равный промежуток времени). Для определения этого угла продолжительность цикла, выраженную в градусах поворота коленчатого вала, делят на число цилиндров. Например, в четырехцилиндровом четырёхтактном двигателе такт

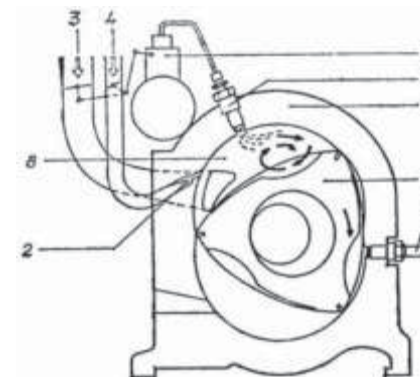


Рис. 21.27. Схема роторно-поршневого двигателя фирмы «Тойо Когё» с системой расслоения заряда ROSCO:

1- топливная форсунка; 2 – входное отверстие дополнительного впускного канала; 3 – основной впускной канал; 4 – дополнительный впускной канал; 5 – корпус двигателя 6 – ротор; 7 – свеча зажигания; 8 – камера; 9 – топливный насос.

Основными недостатками являются: сложность изготовления, на 15-25% выше расход топлива, больше токсичность. Все эти недостатки не дали возможности двигателю Ванкеля встать в ряд и конкурировать с поршневыми, несмотря на прогнозы в 50-х годах о большой перспективе.

Показатели экономичности и токсичности различных типов двигателей приведены в таблице 21.6.

Таблица 21.6

Сравнительные данные по удельному расходу топлива и эффективному КПД

Тип двигателя	η_e	g_{es} , г/кВт·ч
Карбюраторный	0,22-0,30	270-380
Дизель	0,30-0,42	205-280
Ванкель	0,20-0,27	310-370
Газовая турбина	0,29-0,3	210-300
Стирлинг	0,30	200-205

Таблица 21.7

Сравнительные данные по содержанию токсичных веществ в выхлопных газах

Тип двигателя	Содержание в мг/кВт·ч		
	CO	NO _x	C _x H _y
Карбюраторный	55-135	0,8-2,7	20-160
Дизель	0,2-5,0	0,4-2,0	0,6-12,0
Ванкель			
Газовая турбина	2,0-3,6	0,7-2,0	0,036
Стирлинг	0,1-0,3	0,02-0,7	0,03-0,006

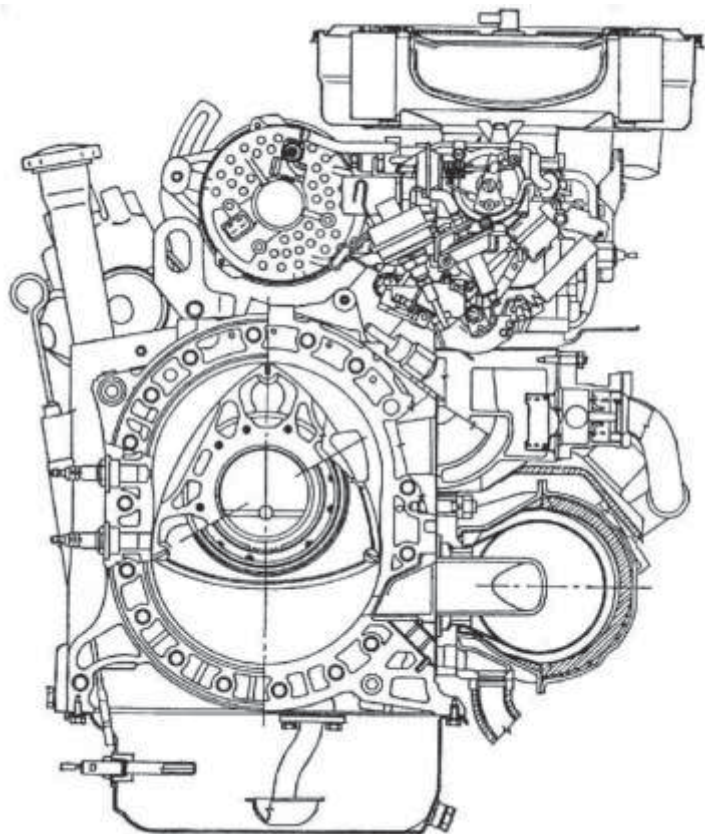


Рис. 21.26. Роторно-поршневой двигатель японской фирмы «Тоёо Когё» с термическим реактором.

Возможность работы РПД по циклу дизеля продемонстрировала фирма "Ролс-Ройс". Рабочим органом такого дизеля были два ротора-поршня. Один из них более крупный всасывал воздух и нагнетал его в камеру второго. Двигатель развивал мощность до 260 кВт при $g_c = 250$ г/кВт·ч и имел массу 450 кг.

Специалисты считают, что основными преимуществами РПД являются: простота конструкции – на 40% меньше деталей, на 30-50% меньше габариты и масса, на 57% меньше трудоемкость изготовления, чем у поршневого двигателя. Кроме того, они лучше уравновешены, более ремонтпригодны.

расширения (рабочий ход) в цилиндре происходит через 180° ($720/4$) по отношению к предыдущему, т.е. через половину оборота коленчатого вала (рис.1.5). Другие такты этого двигателя чередуются также через 180° . Поэтому шатунные шейки коленчатого вала у четырехцилиндровых двигателей расположены под углом 180° одна к одной, т.е. лежат в одной плоскости. Шатунные шейки первого и четвертого цилиндров направлены в одну сторону, а шатунные шейки второго и третьего цилиндров – в противоположную сторону. Такая форма коленчатого вала обеспечивает равномерное чередование рабочих ходов и хорошую уравновешенность двигателя, так как все поршни одновременно приходят в крайнее положение (два поршня вниз и два вверх).

Последовательность чередования одновременных тактов в цилиндрах называют порядком работы двигателя. Порядок работы четырёхцилиндровых отечественных тракторных двигателей принят 1—3—4—2 (рис.1.5) и 1—2—4—3 (рис. 1.5).

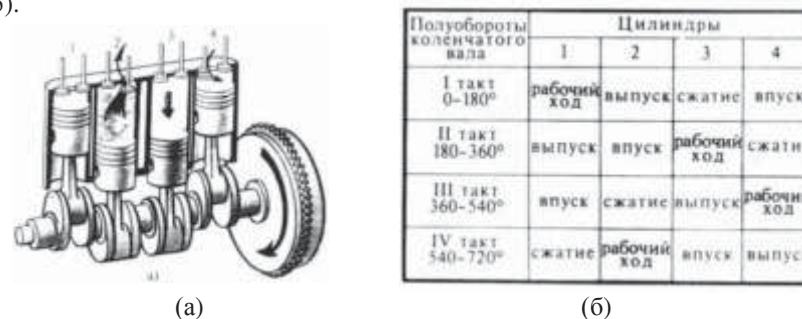


Рис.1.5. Схема (а) и порядок работы четырехтактного двигателя (б).

При выборе порядка работы двигателя конструкторы стараются равномернее распределить нагрузку на коленчатый вал.

Многоцилиндровые автотракторные двигатели бывают однорядные и двухрядные (V – образные).

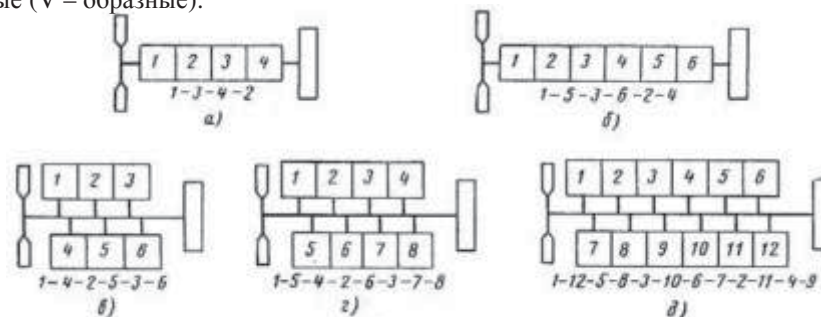


Рис.1.6. Порядок работы двигателя.

У однорядных шестицилиндровых двигателей такты совершаются через 120° пкв, так как кривошипы расположены под 120° , порядок работы цилиндров обычно 1-5-3-6-2-4. (рис.1.6 б).

У шестицилиндровых V – образных двигателей порядок работы цилиндров 1-4-2-5-3-6. (рис.1.6 в).

У восьмицилиндровых V – образных двигателей порядок работы цилиндров 1-5-4-2-6-3-7-2. (рис.1.6 г).
 У двенадцатицилиндровых двигателей – 1-12-5-8-3-10-6-7-2-11-4-9. (рис.1.6 д)

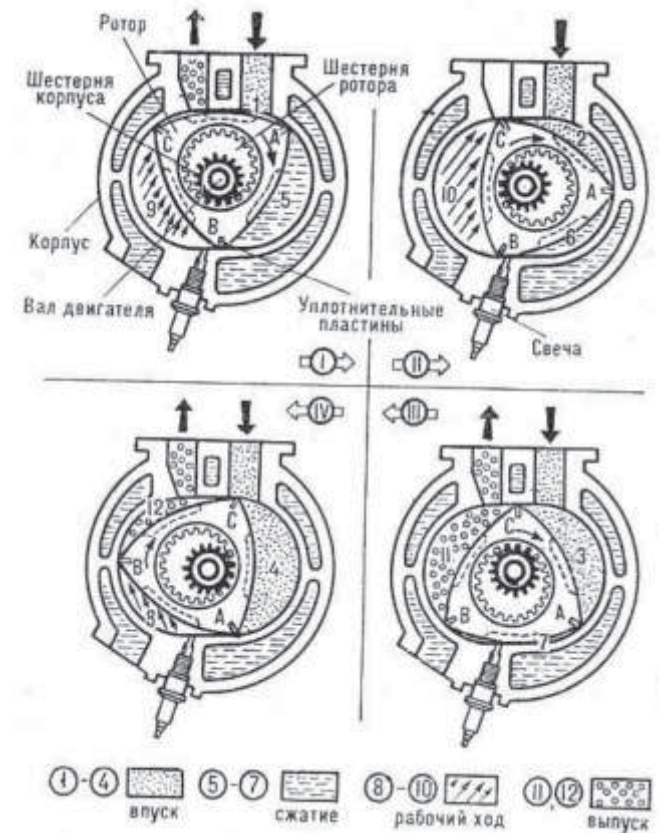


Рис. 21.25. Действие роторного двигателя Ванкеля.

За один оборот ротора (эксцентрик совершает три оборота) в трех камерах протекают все рабочие процессы обычного четырехтактного двигателя. За этот период от одной свечи произойдет воспламенение смеси в трех разных камерах, произойдет по три впуска, сжатия и выпуска. Таким образом, за один оборот вала происходит одна вспышка.

Поскольку РПД, выбрасывая меньше NO_x (из-за меньшей температуры сгорания) и больше CO и C_xH_y , то японцы вынуждены применить термический реактор (рис. 21.26). Представляет большой интерес двигатель с системой расщепления заряда (рис. 21.27). При частичной нагрузке воздух подается в камеру не через основной канал, а по малому дополнительному каналу. Это улучшает перемешивание смеси, позволяет получить более бедную смесь и снизить расход топлива. Впрыск бензина осуществляется непосредственно в камеру сгорания механическим насосом через форсунку 1. При таком смесеобразовании в камере сгорания к моменту подачи искры свечей 7 может образоваться расслоенный заряд, поскольку через дополнительный канал с тангенциальным входом воздух вдувается с большей скоростью и завихряет рабочую смесь.

В этом двигателе две противоположные пары поршней связаны жесткой штангой, которая в середине имеет подшипник, охватывающий шейку коленчатого вала. Вал не простой, он разрезан на три части. Средняя часть вала похожа на обычный коленчатый вал, крайние кривошипы, в которых вращается средняя часть. Благодаря этому штанги с поршнями перемещаются возвратно-поступательно, а коленчатый вал вращается. Результаты первых испытаний ошеломили специалистов. Механический КПД составил около 0,94, снизился удельный расход топлива, двигатель оказался во много раз долговечнее.

Однако, несмотря на прогнозы специалистов об его широком применении, пока он остался на стадии опытного образца, из-за сложности конструкции.

Роторные двигатели Ванкеля [1, 2].

Не было, пожалуй, другой технической новинки, которая бы вызвала столько споров надежд и разочарований, как это вызвал роторный двигатель, спроектированный и изготовленный сотрудником фирмы НСУ Филипсом Ванкелем. Ф. Ванкель начал заниматься своим детищем в 1925 г. и, затратив 34 года, выдал работоспособный образец двигателя с вращающимся поршнем, который при массе 11 кг развивал мощность 29 л.с. Сама идея роторного двигателя была известна давно, еще Джеймс Уатт предлагал конструкцию такой паровой машины, а в настоящее время известно более тысячи патентов роторных двигателей. Заслуга Ф. Ванкеля состоит в том, что он предложил форму внутренней полости статора изготавливать по эпитрохоиде, а форму ротора (поршня) по гипотрохоиде и предложил работоспособные торцевые уплотнения. Лицензии двигателя Ванкеля были куплены фирмами США, за которые, заплатив 52 млн. долларов, все-таки не сделали его конкурентоспособным. А Японская фирма "Тойо когё", приобретя лицензию на более кабальных условиях (она должна платить за каждый выпущенный двигатель 7 долларов), довела эти двигатели до массового производства, устанавливая их на мотоциклы, моторные лодки и легковые автомобили, далеко опередив НСУ и НСУ - Ванкель по количеству и качеству этих двигателей. Несмотря на то, что этими двигателями занимались практически все моторостроительные фирмы мира, в том числе АвтоВАЗ, Япония является главным поставщиком РПД, а другие фирмы не нашли особых преимуществ и практически прекратили исследования в этой области.

Как устроен и работает этот двигатель, рассмотрим на рис.21.25.

В корпусе статора выполнена внутренняя полость по эпитрохоиде, с которой соприкасается ротор-поршень треугольной формы. Ротор имеет шестерню внутреннего зацепления, а через шестерню внешнего зацепления, жестко закреплен в корпусе, он может обкатываться вокруг ее. Ротор установлен подвижно на эксцентрик вала, ось последнего совпадает с осью неподвижной шестерни. Вращаясь вокруг неподвижной шестерни по сложной кривой, ротор касается наружными поверхностями внутренних поверхностей стенок корпуса, создавая три изолированных, с помощью торцевых и радиальных уплотнений камеры. При вращении ротора объемы камер изменяются, за счет этого в них в строгой последовательности протекают процессы впуска, сжатия, воспламенения смеси и расширения и выпуск отработавших газов.

ЛЕКЦИЯ 2. КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ

Кривошипно-шатунный механизм предназначен для преобразования возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение коленчатого вала.

Кривошипно-шатунный механизм определяет тип двигателя по расположению цилиндров.

В двигателях автомобилей применяются различные кривошипно-шатунные механизмы

- однорядные кривошипно-шатунные механизмы с вертикальным перемещением поршней и с перемещением поршней под углом применяются в рядных двигателях;

- двухрядные кривошипно-шатунные механизмы с перемещением поршней под углом применяются в V-образных двигателях;

- одно- и двухрядные кривошипно-шатунные механизмы с горизонтальным перемещением поршней находят применение в тех случаях, когда ограничены габаритные размеры двигателя по высоте.

В кривошипно-шатунный механизм входят блок цилиндров с картером и головкой цилиндров, шатунно-поршневая группа и коленчатый вал с маховиком.

Блок цилиндров с картером и головка цилиндров являются неподвижными частями кривошипно-шатунного механизма.

К подвижным частям механизма относятся коленчатый вал с маховиком и детали шатунно-поршневой группы – поршни, поршневые кольца, поршневые пальцы и шатуны.

Блок цилиндров вместе с картером является остовом двигателя. На нем и внутри него размещаются механизмы и устройства двигателя. В блоке 11, выполненном заодно с картером 10 из специального низколегированного чугуна, изготовлены цилиндры двигателя. Внутренние поверхности цилиндров отшлифованы и называются зеркалом цилиндров. Внутри блока между стенками цилиндров и его наружными стенками имеется специальная полость 9, называемая рубашкой охлаждения. В ней циркулирует охлаждающая жидкость системы охлаждения двигателя.

Внутри блока также имеются каналы и масляная магистраль смазочной системы, по которой подводится масло к трущимся деталям двигателя. В нижней части блока цилиндров (в картере) находятся опоры 2 для коренных подшипников коленчатого вала, которые имеют съемные крышки 1, прикрепляемые к блоку самоконтрящимися болтами. В передней части блока расположена полость 3 для цепного привода газораспределительного механизма. Эта полость закрывается крышкой, отлитой из алюминиевого сплава. В левой части блока цилиндров находятся отверстия 17 для подшипников вала привода масляного насоса, в которые запрессованы свертные сталеалюминиевые втулки. С правой стороны блока в передней его части имеются фланец для установки насоса охлаждающей жидкости и

кронштейн для крепления генератора. На блоке цилиндров имеются специальные приливы для: 12 – крепления кронштейнов подвески двигателя; 13 – маслоотделителя системы вентиляции картера двигателя; 14 – топливного насоса; 15 – масляного фильтра; 16 – распределителя зажигания. Снизу блок цилиндров закрывается масляным поддоном, а к заднему его торцу прикрепляется картер сцепления. Для повышения жесткости нижняя плоскость блока цилиндров несколько опущена относительно оси коленчатого вала.

В отличие от блока, отлитого совместно с цилиндрами, на рисунке 3 представлен блок 4 цилиндров с картером 5, отлитые из алюминиевого сплава отдельно от цилиндров. Цилиндрами являются легкоъемные чугунные гильзы 2, устанавливаемые в гнезда 6 блока с уплотнительными кольцами 1 и закрытые сверху головкой блока с уплотнительной прокладкой.

Внутренняя поверхность гильз обработана шлифованием. Для уменьшения изнашивания в верхней части гильз установлены вставки из специального чугуна.

Съемные гильзы цилиндров повышают долговечность двигателя, упрощают его сборку, эксплуатацию и ремонт.

Между наружной поверхностью гильз цилиндров и внутренними стенками блока находится полость 3, которая является рубашкой охлаждения двигателя. В ней циркулирует охлаждающая жидкость, омывающая гильзы цилиндров, которые называются мокрыми из-за соприкосновения с жидкостью.

Головка блока цилиндров закрывает цилиндры сверху и служит для размещения в ней камер сгорания, клапанного механизма и каналов для подвода горючей смеси и отвода отработавших газов. Головка 8 блока цилиндров (см. рисунок 2) выполнена общей для всех цилиндров, отлита из алюминиевого сплава и имеет камеры сгорания клиновидной формы. В ней имеются рубашка охлаждения и резьбовые отверстия для свечей зажигания. В головку запрессованы седла и направляющие втулки клапанов, изготовленные из чугуна. Головка крепится к блоку цилиндров болтами. Между головкой и блоком цилиндров установлена металлоасбестовая прокладка 4, обеспечивающая герметичность их соединения. Сверху к головке блока цилиндров шпильками крепится корпус подшипников с распределительным валом, и она закрывается стальной штампованной крышкой 6 с горловиной 7 для заливки масла в двигатель. Для устранения течи масла между крышкой и головкой блока цилиндров установлена уплотняющая прокладка 5. С правой стороны к головке блока цилиндров крепятся шпильками через металлоасбестовую прокладку впускной и выпускной трубопроводы, отлитые соответственно из алюминиевого сплава и чугуна.

Поршень служит для восприятия давления газов при рабочем ходе и осуществления вспомогательных тактов (впуска, сжатия, выпуска). Поршень 24 представляет собой полый цилиндр, отлитый из алюминиевого сплава. Он

К моменту окончания перетекания сжатого воздуха, когда поршень II достигает ВМТ, процесс сгорания полностью заканчивается и начинается одновременное расширение в обоих цилиндрах. В конце процесса расширения в обоих цилиндрах открываются выпускные каналы и при следующем такте газы выталкиваются из цилиндров.

Сравнительные данные двигателя Кушуля и прототипа М-21 приведены в табл. 21.5.

Таблица 21.5

Тип двигателя	N_e , кВт	n , об/мин	g_e , г/кВт·ч	d/s	i	$V_H \cdot i$
Опытный	64,8	4000	251	82/88	6	2,75
М-21 «Волга»	51,5	4000	312	92/92	4	2,45

Интересно, что при демонстрации работы двигателя на ВДНХ выхлоп его осуществлялся в павильон, но выпускные газы были незаметны, благодаря полному сгоранию. Из-за усложнения конструкции этого двигателя, несмотря на явное преимущество по расходу топлива и токсичности, широкого распространения пока не получил.

Двигатель С.С. Баландина [1].

Известно, что в кривошипно-шатунных механизмах двигателей внутреннего сгорания почти четвертая часть полезной мощности тратится на трение. Инженер Баландин С.С. предложил конструкцию двигателя с поршнями, но без шатунов (рис. 21.24).

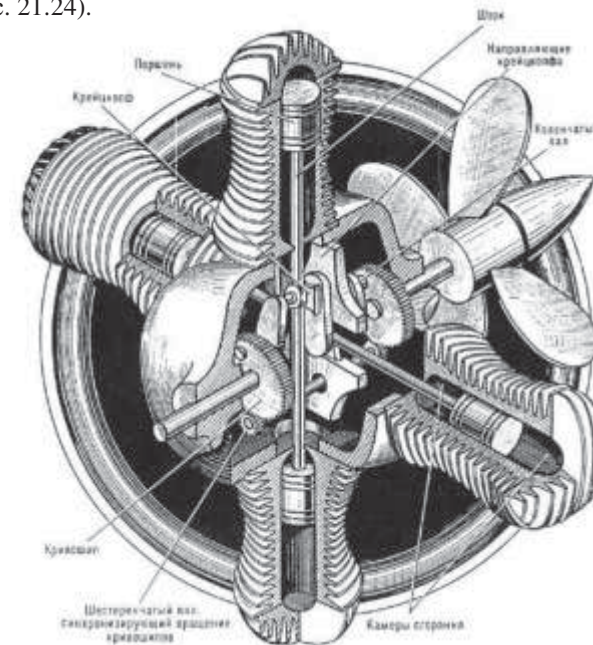


Рис. 21.24. Бесшатунный поршневой двигатель С.С. Баландина.

Некоторые данные ГТД для автомобилей приведены в таблице 21.4.

Таблица 21.4

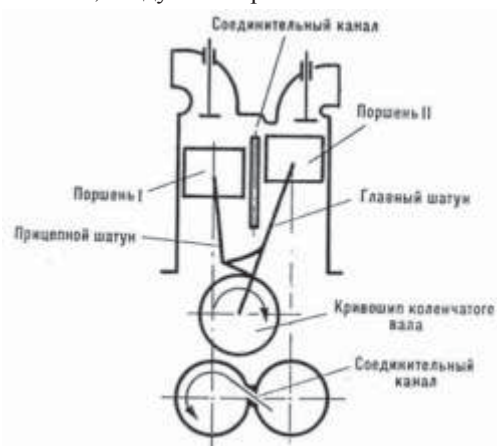
	N_e , кВт	n_r , об/мин	M_k , Н·м	ϵ	T , °С	g_e , г/кВт·ч	m , кг	CO	NO _x	C _x H _y
ГТД «Мерседес-Бенц»	94	60000	322	4	1250	300	-	2-3,6	0,7-2	0,036
ГТД «Фольксваген»	110	52200	-	4,5	1100	290	210	-	-	-

И все же быстрого вытеснения поршневых двигателей газотурбинными в автомобилях и тракторах, в отличие от авиации, вряд ли следует ожидать.

Двигатель Кушуля.

Заведующий кафедрой автоматики С.-Петербургского института авиационного приборостроения д.т.н. В.М. Кушуль предложил двигатель, в котором попытался устранить противоречия между карбюраторным и дизельным двигателями. Он решил оба процесса объединить в одном двигателе [5].

Рабочий процесс осуществляется в двух цилиндрах. В первый подается горячая смесь, как в карбюраторных двигателях, из второго, где камеры сгорания нет, воздух по мере сжатия вытесняется в первый (рис. 21.23).



Цилиндры соединены коротким широким каналом. Степень сжатия в первом цилиндре, как в карбюраторном ДВС 6,5...7. Во втором цилиндре нет камеры сгорания, но его поршень движется с отставанием по отношению к первому на 22...24° п.к.в.. $\epsilon_2 = 20 - 22$, $\epsilon_{\text{сум}} = 10 - 12$.

Рис. 21.23. Устройство двигателя В.М. Кушуля.

Работа двигателя может происходить следующим образом. Подача обогащенного заряда в цилиндр I и чистого воздуха, в цилиндр II происходит одновременно и независимо по своим впускным трактам. Затем такт сжатия. Воспламенение смеси в цилиндре I происходит за 10-12° до ВМТ от искры свечи. К этому моменту поршень II вследствие своего отставания не доходит до ВМТ на 34-36°. Когда поршень I цилиндра приходит в ВМТ сгорание с участием собственного воздушного заряда заканчивается, давление в цилиндре II превышает давление сгорания в цилиндре I и наступает вторая стадия сгорания с поступлением сжатого воздуха из цилиндра II в цилиндр I.

имеет днище 23, головку 22 и юбку 25. Снизу днище поршня усилено ребрами. В головке поршня выполнены канавки 21 для поршневых колец.

В юбке поршня находятся приливы 20 (бобышки) с отверстиями для поршневого пальца. В бобышках поршня залиты стальные термокомпенсационные пластины, уменьшающие расширение поршня от нагрева и исключают его заклинивание в цилиндре двигателя. Юбка сделана овальной в поперечном сечении, конусной по высоте и с вырезами в нижней части. Овальность и конусность юбки так же, как и термокомпенсационные пластины, исключают заклинивание поршня, а вырезы — касание поршня с противовесами коленчатого вала. Кроме того, вырезы в юбке уменьшают массу поршня. Для лучшей приработки к цилиндру наружная поверхность юбки поршня покрыта тонким слоем олова. Отверстие в бобышках под поршневой палец смещено относительно диаметральной плоскости поршня. Посредством этого уменьшаются перекашивание и удары при переходе его через верхнюю мертвую точку (ВМТ).

Поршни двигателей легковых автомобилей могут иметь днища различной конфигурации с целью образования вместе с внутренней поверхностью головки цилиндров камер сгорания необходимой формы. Днища поршней могут быть плоскими, выпуклыми, вогнутыми и с фигурными выемками.

Поршневые кольца уплотняют полость цилиндра, исключают прорыв газов в картер двигателя (компрессионные 19) и попадание масла в камеру сгорания (маслосъемное 18). Кроме того, они отводят теплоту от головки поршня к стенкам цилиндра. Компрессионные и маслосъемные кольца — разрезные. Они изготовлены из специального чугуна. Вследствие упругости кольца плотно прилегают к стенкам цилиндра. При этом между разрезанными концами колец (в замках) сохраняется небольшой зазор (0,2...0,35 мм).

Верхнее компрессионное кольцо, работающее в наиболее тяжелых условиях, имеет бочкообразное сечение для улучшения его приработки. Наружная поверхность его хромирована для повышения износостойкости.

Нижнее компрессионное кольцо имеет сечение скребкового типа (на его наружной поверхности выполнена проточка) и фосфатировано. Кроме основной функции, оно выполняет также дополнительную — маслосбрасывающую функцию.

Маслосъемное кольцо на наружной поверхности имеет проточку и щелевые прорезы для отвода во внутреннюю полость поршня масла, снимаемого со стенок цилиндра. На внутренней поверхности оно имеет канавку, в которой устанавливается разжимная витая пружина, обеспечивающая дополнительное прижатие кольца к стенкам цилиндра двигателя.

Поршневой палец служит для шарнирного соединения поршня с верхней головкой шатуна. Палец 26 — трубчатый, стальной. Для повышения твердости и износостойкости его наружная поверхность подвергается

цементации и закаливается токами высокой частоты. Палец запрессовывается в верхнюю головку шатуна с натягом, что исключает его осевое перемещение в поршне, в результате которого могут быть повреждены стенки цилиндра. Поршневой палец свободно вращается в бобышках поршня.

Шатун служит для соединения поршня с коленчатым валом и передачи усилий между ними. Шатун 27 – стальной, кованный, состоит из неразъемной верхней головки 28, стержня 29 двутаврового сечения и разъемной нижней головки 30. Нижней головкой шатун соединяется с коленчатым валом. Съемная половина нижней головки является крышкой шатуна и прикреплена к нему двумя болтами 31. В нижнюю головку шатуна вставляют тонкостенные биметаллические, сталеалюминиевые вкладыши 32 шатунного подшипника. В нижней головке шатуна имеется специальное отверстие 33 для смазывания стенок цилиндра.

Коленчатый вал воспринимает усилия от шатунов и передает создаваемый на нем крутящий момент трансмиссии автомобиля. От него также приводятся в действие различные механизмы двигателя (газораспределительный механизм, масляный насос, распределитель зажигания, насос охлаждающей жидкости и др.).

Коленчатый вал 34 – пятиопорный, отлит из специального высокопрочного чугуна. Он состоит из коренных 35 и шатунных 38 шеек, щеки 37, противовесов 39, переднего 35 и заднего 40 концов. Коренными шейками коленчатый вал установлен в подшипниках (коренных опорах) картера двигателя, вкладыши 44 которых тонкостенные, биметаллические, сталеалюминиевые.

К шатунным шейкам коленчатого вала присоединяют нижние головки шатунов. Шатунные подшипники смазываются по каналам, соединяющим коренные шейки с шатунными. Щеки соединяют коренные и шатунные шейки коленчатого вала, а противовесы разгружают коренные подшипники от центробежных сил неуравновешенных масс.

На переднем конце коленчатого вала крепятся: ведущая звездочка цепного привода газораспределительного механизма; шкив ременной передачи для привода вентилятора, насоса охлаждающей жидкости, генератора; храповик для поворачивания вала вручную пусковой рукояткой. В заднем конце коленчатого вала имеется специальное гнездо для установки подшипника первичного (ведущего) вала коробки передач. К торцу заднего конца вала с помощью специальной шайбы 41 болтами 42 крепится маховик 43.

От осевых перемещений коленчатый вал фиксируется двумя опорными полукольцами 45, которые установлены в блоке цилиндров двигателя по обе стороны заднего коренного подшипника. Причем с передней стороны подшипника ставится сталеалюминиевое кольцо, а с задней – из спеченных материалов (металлокерамическое).

Маховик обеспечивает равномерное вращение коленчатого вала, накапливает энергию при рабочем ходе для вращения вала при подготовительных тактах и выводит детали кривошипно-шатунного

Недостатки: при $N_e < 100$ кВт применять ГТД невыгодно из-за низкого КПД, максимальный КПД обеспечивается при температуре больше 1300°C , этого никакой существующий металл не выдерживает.

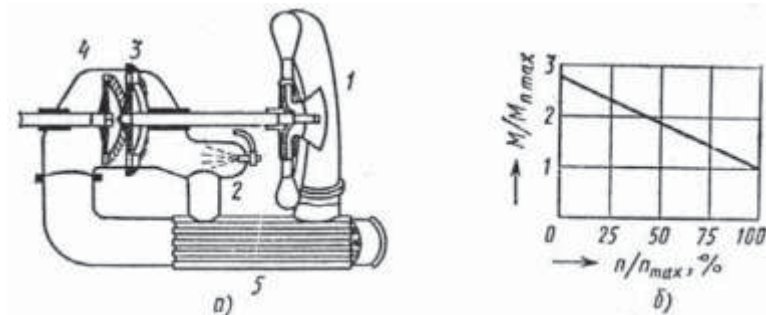


Рис. 20. Двухвальный газотурбинный двигатель:

а – схема двигателя; б – зависимость относительной величины крутящего момента от относительной частоты вращения.

Характер кривой крутящего момента одновального ГТД не выгоден для применения в автомобиле, из-за резкого снижения момента при увеличении частоты вращения. Для автомобиля пригоден двухвальный ГТД (рис.21.20).

Турбина привода компрессора 3 приводит в движение компрессор 1, тяговая турбина 4 размещена на валу отбора мощности. В теплообменнике 5 отработавшие газы подогревают воздух на входе его в камеру сгорания 2, что улучшает термический КПД установки.

Турбинное колесо 4 имеет наибольший момент, когда его частота вращения равна нулю, при этом компрессор с турбинным колесом 3 может вращаться с максимальной частотой.

Влияние температуры на входе в турбину на КПД и расход топлива показано на рис. 21.21.

Несколько ГТД были установлены на автомобиле Мерседес-Бенц (рис.21.22.), Фольксваген.

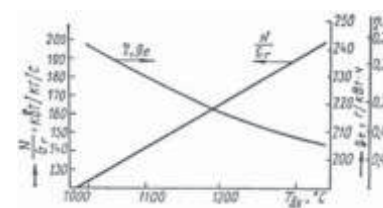


Рис. 21.21. Влияние температуры на входе T_{vx} в турбину на КПД газотурбинного двигателя η и его удельный расход топлива g_e .

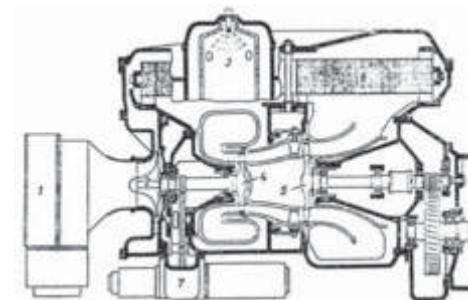


Рис. 21.22. Схема газотурбинного двигателя «Мерседес-Бенц» для легковых автомобилей: 1 - воздушный фильтр; 2 - компрессор; 3 - камера сгорания; 4 - турбина привода компрессора; 5 - тяговая турбина с регулируемым направляющим аппаратом; 6 - вращающийся керамический теплообменник; 7 - привод вспомогательных агрегатов.

Газотурбинные двигатели (ГТД).

В авиации ГТД полностью заменили поршневые двигатели, они стали применяться в судостроении и на тепловых электростанциях. ГТД уже начинают применяться на автомобилях, сделана попытка применения и на тракторе К-700 (С.-Петербургский СХИ).

Принцип работы ГТД состоит в следующем: (рис. 21.19) из компрессора сжатый воздух поступает в теплообменник, подогревается в нем отработавшими газами и подается в камеру сгорания. Образовавшиеся газы, нагретые до высокой температуры, поступают на лопасти турбины привода компрессора.

Здесь происходит частичное расширение газов и превращение их тепловой и кинетической энергии в механическую работу, турбина компрессора начинает вращаться. Проходя через тяговую турбину, газы приводят ее во вращение. После этого, потеряв значительную часть энергии, газы попадают в теплообменник, где отдают оставшуюся теплоту сжатому воздуху.

Преимущества ГТД:

- возможность применения почти всех видов топлива;
- небольшое содержание токсичных веществ из-за высокого коэффициента избытка воздуха α ;
- минимальные потери на трение в подшипниках;
- отсутствие вибрации;
- малая шумность;
- благоприятная характеристика кривой крутящего момента;
- легкость холодного пуска;
- высокая удельная мощность на единицу массы;
- ГТД конструктивно проще других двигателей. В дизеле насчитывается 1440, в карбюраторном - 680, а в ГТД - 220 деталей. Если принять габаритный объем карбюраторного двигателя мощностью 175 л.с. за 100%, то габаритный объем дизеля той же мощности составит 144%, а ГТД - 28%;
- отсутствие системы охлаждения.

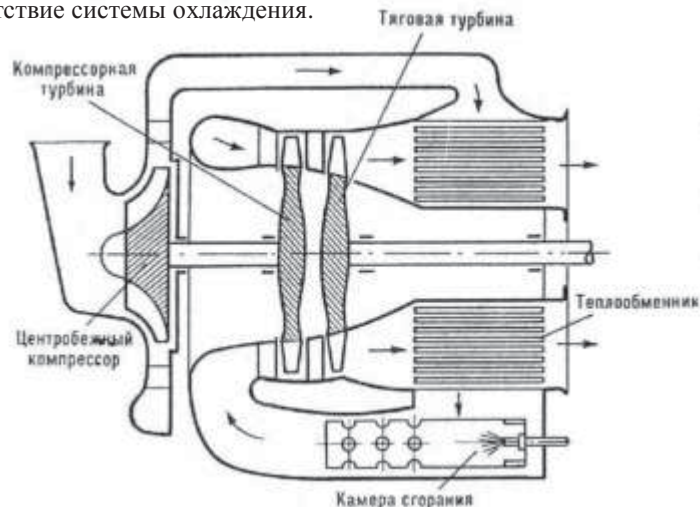


Рис. 21.19. Устройство двухвального ГТД.

механизма из мертвых точек. Энергия, накопленная маховиком, облегчает пуск двигателя и обеспечивает трогание автомобиля с места. Маховик 43 представляет собой массивный диск, отлитый из чугуна. На обод маховика напрессован стальной зубчатый венец, предназначенный для пуска двигателя электрическим стартером. К маховику крепятся детали сцепления. Маховик, будучи деталью кривошипно-шатунного механизма, является также одной из ведущих частей сцепления.

Техническое обслуживание двигателя состоит из проверки его технического состояния внешним осмотром и в процессе работы, выявления неисправностей, выполнения контрольно-регулирующих, смазочных и крепежных работ по кривошипно-шатунному и распределительному механизмам, системам охлаждения, смазки, питания и зажигания.

Неисправности кривошипно-шатунного механизма обуславливаются естественным изнашиванием сопряженных деталей.

Основными признаками неисправности кривошипно-шатунного механизма являются:

- уменьшение компрессии в цилиндрах;
- появление шумов и стуков;
- прорыв газов в картер и появление из маслосливной горловины голубоватого дыма с резким запахом;
- увеличение расхода масла;
- разжижение масла в картере (из-за проникновения туда паров рабочей смеси при тактах сжатия);
- забрасывание свечей зажигания маслом, отчего на электродах образуется нагар и ухудшается искрообразование. В итоге повышается расход топлива и снижается мощность двигателя.

ЛЕКЦИЯ 3. ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ

Механизм газораспределения с подвесными клапанами действует следующим образом. Коленчатый вал приводит во вращение через шестерни распределительный вал. При повороте распределительного вала его кулачок своим выступом поднимает толкатель. Стержень толкателя движется в блок-картере. Вместе с толкателем поднимается штанга, которая упирается нижним концом в дно сферической выемки толкателя, а верхним - в регулировочный винт коромысла. Коромысло, установленное на оси, поворачивается вокруг своей оси и отжимает клапан вниз. При этом открывается отверстие канала в головке цилиндров, а пружины, предварительно сжатые (чтобы удержать клапан в закрытом положении), сжимаются дополнительно. Стержень клапана движется в направляющей втулке.

Наибольшее открытие клапана происходит тогда, когда толкатель находится на вершине кулачка. При дальнейшем повороте распределительного вала толкатель постепенно опускается, а клапан под действием пружин движется вверх, в конце хода плотно закрывая отверстие канала в головке цилиндров.

При обратном движении клапана детали передачи (коромысло, штанга и толкатель) перемещаются в первоначальное положение.

Детали клапанного механизма газораспределения

Клапан состоит из тарелки и стержня. Переход от тарелки к стержню сделан плавным, что обеспечивает клапану, необходимую прочность, улучшает отвод тепла от тарелки и уменьшает сопротивление движению газов. Конусный пояс (фаска) тарелки клапана предназначен для плотного закрытия седла в головке цилиндров. У большинства двигателей фаски впускных и выпускных клапанов и их седел выполнены под углом 45°. Плотность прилегания фасок клапана и седла достигается шлифовкой и дополнительной притиркой их друг к другу.

Стержень клапана шлифованный. В верхней его части сделана цилиндрическая выточка, в которую входит выступ разрезанного на две половины конического кольца - так называемые сухари, крепящие опорную шайбу на стержне клапана. Под выточкой на стержне клапана расположена вторая цилиндрическая выточка, в которую вставлено пружинное кольцо. Оно предотвращает падение клапана в цилиндр в случае его обрыва.

Направляющая втулка обеспечивает строго направленное движение клапана и посадку его в седло без перекоса. Она запрессовывается в головку цилиндров или в блок-картер. Направляющие втулки изготовляют из чугуна (СМД-14, Д-160, ЗИЛ-130) или металлокерамики (24Д, ГАЗ-53, СМД-60 и ЯМЗ), подвергнутой прессованию, спеканию и пропитке маслом. Металлокерамические втулки обладают высокими антифрикционными качествами.

Пружина создает усилие, необходимое для закрытия клапана и плотной посадки его в седло. Обладая достаточной упругостью, пружина не допускает

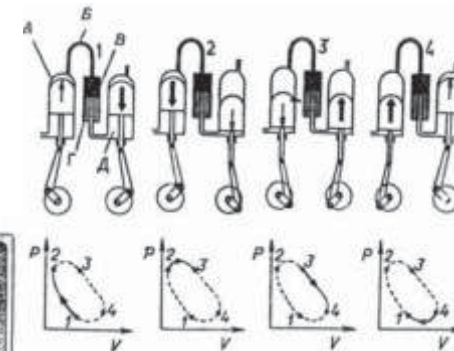
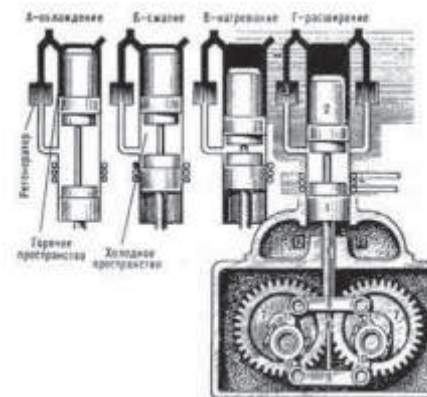


Рис. 21.17. Устройство двигателя Стирлинга: 1 – рабочий поршень; 2 – поршень-вытеснитель; 3 – регенератор; 4 – охладитель; 5 – шток рабочего поршня; 6 – шток поршня-вытеснителя; 7 – зубчатые колеса; 8 хомут рабочего поршня; 9 – хомут поршня-вытеснителя; 10 – кривошип поршня-вытеснителя; 11 – кривошип рабочего поршня; 12 – буферная полость. А – охлаждение: поршень-вытеснитель находится в горячем пространстве, большая часть газа прокачивается в холодное пространство, рабочий поршень – в крайнем нижнем положении. Б – сжатие: рабочий поршень движется вверх, сжимая холодный газ. В – нагревание: поршень-вытеснитель движется вниз, большая часть сжатого холодного газа оказывается в горячем пространстве.

Рис. 21.18. Схема работы двигателя Стирлинга с поршнем двойного действия: А – горячая камера; Б – подогреватель; В – регенератор; Г – радиатор; Д – холодная камера.

Поршень 2 является рабочим, он передает давление воздуха на кривошипно-шатунный механизм, а вытеснитель 1 предназначен для перемещения воздуха, из верхней части цилиндра в нижнюю. В положении А воздух из пространства между двумя поршнями поступает через радиатор 3 и регенератор 4 в трубки подогревателя 6 и затем в верхнюю часть цилиндра. Трубки подогревателя размещены в камере сгорания, куда свежий воздух для сгорания подается по каналам 7 и затем, проходя через теплообменник, поступает в зону распылителя форсунки 5; отработавшие газы из подогревателя отводятся через выпускной трубопровод 8.

В положении Б воздух сжат и при движении в верхнюю часть цилиндра нагревается сначала в регенераторе, а затем в подогревателе. В положении В весь воздух вытеснен из пространстве между двумя поршнями и выполняет работу, перемещая оба поршня в нижнее положение. В положении Г после завершения работы, рабочий поршень остается в нижнем положении, а вытеснитель 2 начинает выталкивать воздух из верхней части цилиндра в пространство между поршнями через регенератор, в котором воздух отдает значительную часть своей теплоты в радиатор, где воздух охлаждается еще глубже. В последней фазе цикла 2 воздух охлажден и вытеснен из верхней части цилиндра в пространство между поршнями, где происходит его сжатие.

тонны, занимал объем 21 м³ и имел КПД 5...7%. Этот двигатель был использован в 1818 году при откачке воды из каменоломни.

Первый двухцилиндровый двигатель построен в 1827 году Робертом и Джеймсом Стирлингами. Машина несколько лет проработала в литейной.

Позднее шведский изобретатель Джон Эрикссон, работавший в Англии в 1853 году построил двигатель для морского судна. Двигатель имел четыре цилиндра и при диаметре поршней 4,27 м, ходе 1,52 м, частоте вращения 9 об/мин развивал мощность 300 л.с. Двигатель был установлен на корабле «Эрикссон», впоследствии опрокинутом штормом в ньюйоркском порту.

Появление двигателей внутреннего сгорания бензиновых и дизельных, появление электродвигателей, привело к резкому снижению интереса к двигателям Стирлинга, и к 1914 году они уже практически не применялись. Исключение составляло некоторое количество керосиновых стирлингов для привода вентиляторов, которые Англия выпускала для тропических стран до 1946 года.

Повторный интерес к этим двигателям появился у голландской фирмы «Филипс», занимающейся выпуском радиоаппаратуры. Она планировала их использовать для привода электрогенераторов. Однако появление полупроводников несколько убавило желание фирмы строить маленькие 100...200 Вт электростанции для радиоаппаратуры, так как они смогли питаться от компактных источников тока.

Наконец, третья волна интереса к Стирлингу захватила фирму «Дженерал моторс» США, «Юнайтед Стирлинг АБ» (Швеция), МАН (Германия) в 1958-60 годах уже в связи с применением их на транспортных средствах. В настоящее время кроме названных стран, ведутся исследования в Японии, России и ряде других стран мира.

Чем же так привлекает этот двигатель?

А привлекает он, прежде всего, следующими достоинствами:

- всеядностью и меньшей токсичностью, поскольку он внешнего сгорания;
- достаточно высокой экономичностью ($g_e = 221$ г/кВт·ч);
- хорошей уравновешенностью и низким уровнем шума (до 85 дБ, на расстоянии 30 м не слышно шума от работающего двигателя);
- возможность получения высокой цилиндровой мощности (до 295 кВт на цилиндр) и высокой литровой мощности (до 75 кВт/л);
- более благоприятным протеканием кривой крутящего момента;
- возможностью работы двигателя при небольшом перепаде температур.

Принцип действия рассмотрим на примере двигателя Стирлинга с генератором и ромбическим кривошипно-шатунным механизмом (рис. 21.17, 21.18).

отрыва клапана и толкателя от кулачка распределительного вала, сохраняя этим установленную продолжительность открытия клапана.

Детали передачи механизма газораспределения обеспечивают передачу движения от распределительного вала к клапанам. К этим деталям при подвесных клапанах относятся толкатель, штанга, коромысло с регулировочным винтом, ось коромысел со стойкой и пружинами, а при боковых - толкатель с регулировочным болтом.

Толкатель служит для передачи движения от кулачка распределительного вала к клапану или штанге. Толкатели изготавливаются из чугуна или стали. Толкатели перемещаются в направляющих втулках из антифрикционного чугуна (Д-37Е) или непосредственно в отверстиях блок-картера (например, СМД-60, Д-240, ГАЗ-53, ЗИЛ-130

Штанга представляет собой цельный стальной (СМД-60 и ЗИЛ-130), цельный из алюминиевого сплава (Д-37Е, 24Д и ГАЗ-53) или пустотелый стальной (А-41, А-01МиЯМЗ) стержень. Штанги из алюминиевого сплава и пустотелые стальные на концах имеют стальные шлифованные, термически обработанные наконечники. Нижний наконечник штанги - шаровой. Он опирается на сферическую поверхность выемки толкателя. Верхний наконечник штанги имеет углубление со сферической поверхностью, на которую опирается головка регулировочного винта.

Коромысло - это стальной двуплечий рычаг с плечами различной длины. На коротком плече сделано резьбовое отверстие. В это отверстие ввертывается винт, с помощью которого регулируется зазор между утолщением (бойком) на конце длинного плеча коромысла и стержнем клапана. Рабочая поверхность бойка шлифуется и термически обрабатывается. В средней части коромысла имеется отверстие с запрессованной втулкой. Это отверстие необходимо для того, чтобы установить коромысло на оси.

Стальные оси, на которых размещены коромысла, закреплены в стойках, установленных на верхней плоскости головки цилиндров. Стойки крепятся к головке цилиндров шпильками. Продольное перемещение по валику коромысел предотвращается распорными пружинами.

Оси коромысел обычно пустотелые, их внутренняя полость используется как канал для подвода масла, смазывающего втулки коромысел и трущиеся поверхности наконечников штанг, головок регулировочных винтов и направляющих втулок. Чтобы масло не вытекало из осей коромысел, наружные концы их закрыты заглушками, а внутренние соединены трубкой, снабженной уплотнительным устройством.

Для предохранения от повреждений и загрязнения детали механизма газораспределения, размещенные на головке цилиндров, закрыты стальными или алюминиевыми колпаками. Между нижней плоскостью колпака и головкой цилиндров, а также между верхней плоскостью колпака и его крышкой установлены специальные прокладки.

Распределительный вал при помощи кулачков, расположенных на нем, управляет движением клапанов. Каждый кулачок воздействует на один клапан - впускной или выпускной. Кулачки изготовлены заодно с валом и рас-

полагаются на нем в определенном порядке под разными углами в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя. Профиль кулачков должен обеспечивать работу двигателя в принятых фазах газораспределения, максимальную высоту подъема клапана и плавное перемещение клапана при достаточно быстром его открытии и закрытии. Широко распространен выпуклый симметричный профиль кулачка, который может применяться при любом типе толкателя.

Маркировка деталей КШМ двигателя Д-240 и ее практическое применение.

Шатуны подбирают по массе. Разница в массе шатунов, входящих в один комплект допускается в пределах 8.15 г. С увеличением массы шатуна допускаемая разница возрастает.

Поршни подбирают в соответствии с гильзами или цилиндрами блока. Все гильзы и поршни в комплекте должны быть одной размерной группы. Метки Б, С, М или другие размерной группы указаны на днище поршня и на верхнем торце гильзы. Если гильзы или цилиндры растачивали, то поршни подбирают к каждому цилиндру отдельно. Поршни, подобранные по гильзам или цилиндрам, взвешивают. Разница в массе не должна превышать допускаемого значения. Для поршней двигателя она равна не более 10 г. При необходимости поршни уравнивают протачиванием внутренней поверхности направляющей части поршня.

Поршневые кольца подбирают нормального или соответствующего ремонтного размера, если цилиндры шлифовали, и подгоняют их по цилиндру и поршню. Цифра ремонтного размера нанесена на торцевой поверхности кольца около замка.

Поршневые пальцы подбирают в соответствии с размерной группой отверстий в бобышках поршня по цвету краски (белый, желтый, черный), нанесенный на бобышки поршня и на торцы пальца. Во втулке верхней головки шатуна смазанный поршневой палец должен легко проворачиваться от руки, не иметь ощутимых поперечных качаний и выпадать из шатуна под действием собственной массы. Номинальный зазор между пальцем и втулкой находится в пределах 0,03.0,06 мм.

Шатунные вкладыши подбирают в соответствии с размерами шатунных шеек коленчатого вала так же, как и коренные.

Последовательность регулировки клапанов грм двигателей.

Регулировка клапанов рядных двигателей проводится в следующей последовательности:

- 1) снять крышку головки цилиндров;
- 2) если есть декомпрессор, включить его (СМД-14Н, Д-144, А-41);
- 3) установить поршень первого цилиндра в положение ВМТ (такт сжатия). Для этого необходимо, следя за клапанами, проворачивать коленчатый вал. Оба клапана должны быть закрытыми, т.е. вначале должен закрыться выпускной, затем открыться и закрыться впускной. После закрытия впускного определяется верхняя мертвая точка. Для этого у дизеля СМД-14 необходимо, нажимая на установочную шпильку, медленно проворачивать коленча-

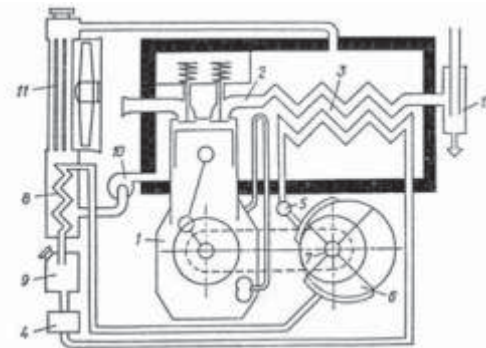


Рис. 21.15. Схема комбинированной силовой установки: 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – выпускная труба; 3 – теплообменник «отработавшие газы – фреон»; 4 – насос подачи фреона; 5 – дроссельный клапан подачи паров фреона; 6 – роторный двигатель на фреоне; 7 – муфта свободного хода; 8 – теплообменник «фреон – вода»; 9 – бак с фреоном; 10 – водяной насос двигателя; 11 – радиатор двигателя; 12 – конденсатор воды из отработавших газов двигателя.

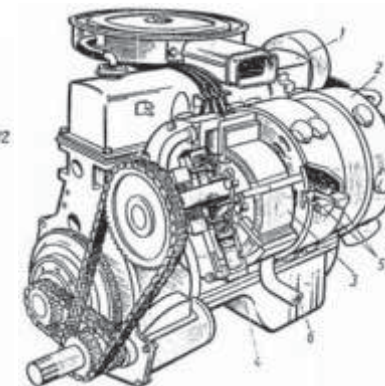


Рис. 21.16. Комбинированная силовая установка: 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – роторный двигатель на фреоне; 3 – ротор; 4 – вращающийся выпускной золотник; 5 – тарельчатый выпускной клапан; 6 – выпускная труба.

Паровые машины, нашедшие применение на паровозах, судах, тепловых электростанциях полностью вытеснены более прогрессивными машинами, а на автомобилях вновь и вновь делаются попытки на новом техническом уровне либо поршневые, либо турбинные паровые машины.

Для автобуса пропагандист паровых машин Лир изготовил турбину мощностью 160 кВт (рис. 21.13). Для легкового автомобиля «Шевроле Монте-Карло» разработана паросиловая установка мощностью 50 кВт и размером 610×660×410 мм.

Цикл Ранкина используется для утилизации отработавших газов ДВС. Отработавшие газы нагревают жидкость (например, фреон), пары которой поступают в роторный двигатель. Конструкция такой комбинированной силовой установки (рис. 21.15, 21.16) прошла испытания.

Применение воды, которая может замерзнуть при длительном неиспользовании, низкий КПД, большой вес и габариты все это оставляет мало надежд на широкое применение паросиловых установок на автомобилях и тракторах.

Двигатели Стирлинга.

Двигатели Стирлинга и Эриксона имеют длинную историю. Желающих более подробно ознакомиться с историей, развитием и совершенствованием их отошлем в специальным источникам [6, 7, 8]. Здесь лишь кратко затронем вопросы истории и перспективы развития.

Первым работающим двигателем такого типа был, вероятно, тепловой воздушный двигатель открытого цикла, построенный Георгом Кайлеем в 1807 г. Приблизительно в 1816 г. Робертом Стирлингом, священником из Шотландии был изобретен тепловой двигатель с регенерацией, работающий по замкнутому циклу. Двигатель имел один цилиндр, мощность его была около 2 л.с., весил 4

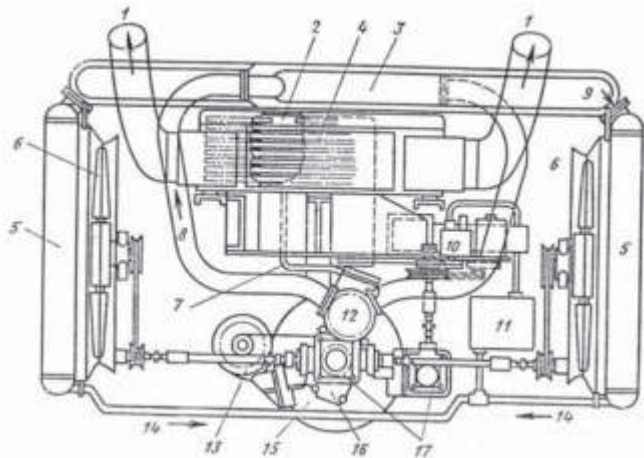


Рис. 13. Схема паросиловой установки «Лир» для автобуса:

1 – выпускные трубопроводы; 2 – горелки; 3 – теплообменник; 4 – котел; 5 – конденсаторы; 6 – вентиляторы; 7 – трубопровод подвода пара в турбину; 8 – трубопровод отвода пара из турбины в теплообменник; 9 – трубопровод подвода пара из теплообменника в конденсатор; 10 – водяной насос; 11 – водяной бак; 12 – паровая турбина; 13 – генератор; 14 – трубопровод отвода воды из конденсатора в водяной бак; 15 – автоматическая коробка передач; 16 – редуктор; 17 – редукторы привода вспомогательных механизмов.

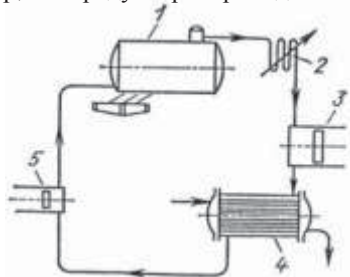


Рис. 21.14. Схема паросиловой установки, работающей по циклу Ранкина:

1 – паровой котел; 2 – перегреватель; 3 – паровой двигатель; 4 – конденсатор; 5 – питающий насос.

Отработанный пар из двигателя поступает в конденсатор 4, где превращается в воду. Вода из конденсатора при помощи насоса 5 снова возвращается в паровой котел.

В паровом котле давление достигает более 10 МПа при температуре пара 470°C. У хорошей паровой турбины КПД составляет 34% (у ДВС - 40%), однако КПД котла составляет примерно 85%, так что общий КПД турбины составляет 28%.

Принцип работы современной паровой установки рассмотрим на примере цикла Ранкина.

В паровом котле 1 (рис. 21.14) вода нагревается до точки кипения, а насыщенный пар поступает к пароперегревателю 2, в котором температура пара увеличивается. Перегретый пар далее поступает в паровой двигатель 3, цилиндр которого снабжен тепловой изоляцией, где происходит адиабатическое расширение пара, а за счет этого совершается работа.

тый вал до попадания шпильки в отверстие на маховике. Это будет соответствовать положению поршня в ВМТ на такте сжатия.

У дизелей Д-50, Д-240 положение поршня, близкое к ВМТ, определяется установочным болтом (щупом). После закрытия впускного клапана болт необходимо вывернуть из резьбового отверстия заднего листа и вставить ненарезанным концом в то же отверстие. Попадание болта в отверстие на маховике будет соответствовать положению поршня у дизеля Д-50 17.18° до ВМТ, Д-240.260. У дизеля Д-144 после закрытия впускного клапана первого цилиндра коленчатый вал поворачивается до совпадения метки ВМТ на шкиве коленчатого вала с меткой на указателе. Установить декомпрессор в положение "выключено".

Проверить зазор между стержнем клапана и бойком коромысла и при необходимости отрегулировать его у обоих клапанов первого цилиндра. Для этого необходимо отпустить контргайку регулировочного винта, установить необходимой толщины щуп между ударником коромысла и головкой стержня клапана. Поворачивая отверткой регулировочный винт, надо передвигать щуп до момента, когда он начнет слегка прижиматься коромыслом.

Удерживая в таком положении винт, следует затянуть контргайку. После этого вновь проверить зазор. Щуп не должен входить свободно.

Отрегулировать оба клапана.

Провести регулировку клапанов в остальных цилиндрах, придерживаясь того же порядка. На тракторах применяются четырехцилиндровые рядные двигатели с порядком работы 1-3-4-2. Поэтому регулировку следует провести в третьем цилиндре, провернув коленчатый вал на 180°, т.е. на конец такта сжатия третьего цилиндра. После этого провернуть вал на 180° и отрегулировать клапаны в четвертом, затем, провернув вал вновь на 180° - во втором цилиндре.

После регулировки зазоров установить на место крышку головки.

ЛЕКЦИЯ 4. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ЦИКЛ ДВС.

План.

1. Основные понятия и определения.
2. Действительные цикла ДВС.

Термодинамические (идеальные) циклы поршневых двигателей были изучены в курсе термодинамики.

Действительным циклом поршневого ДВС называется комплекс периодически повторяющихся процессов, осуществляемых с целью превращения термодинамической энергии топлива в механическую. Прежде чем их рассматривать вначале остановимся на основных понятиях и определениях.

Самое верхнее или самое дальнее от оси коленчатого вала положение поршня называется верхней мертвой точкой (ВМТ), самое нижнее положение поршня (рис. 2.1) называется нижней мертвой точкой (НМТ).

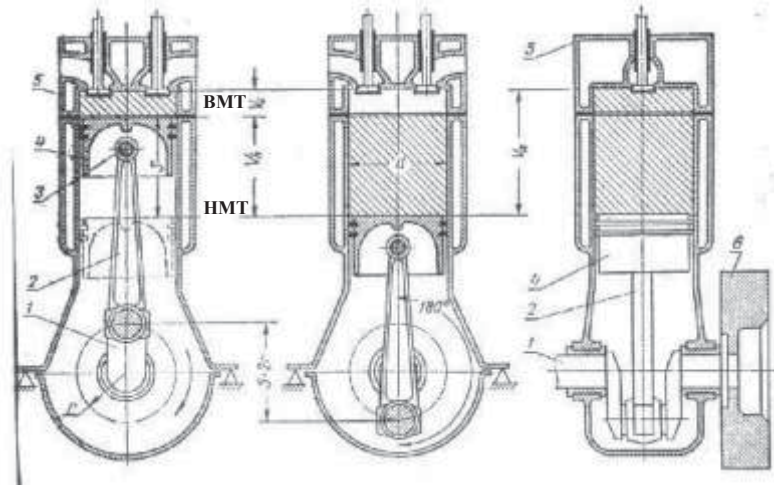


Рис.2.1. Схема работы кривошипно-шатунного механизма двигателя:
1 – коленчатый вал; 2 – шатун; 3 – палец; 4 – поршень; 5 – головка;
6 – маховик.

Расстояние между мертвыми точками называется ходом поршня.

Ход поршня, $S = 2r$, где r – длина кривошипа.

Отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна ℓ является основным кинематическим параметром кривошипно-шатунной группы. $\lambda = r / \ell$

Угол между осью цилиндра и кривошипом φ для четырехтактных двигателей изменяется от 0 до 720° , т.е. цикл длится два оборота коленчатого вала.

Площадь поршня равна

$$F_n = \frac{\pi d^2}{4}, \quad \text{где } d \text{ – диаметр цилиндра поршня.}$$

Основные направления повышения долговечности ДВС и снижения металлоемкости.

Повышение долговечности ДВС осуществляется по трем основным направлениям: технологическим, конструктивным и эксплуатационным.

Технология изготовления двигателей непрерывно совершенствуется путем увеличения точности изготовления отдельных деталей, повышения чистоты обработки поверхности и качества сборки, улучшением свойств материалов и термической обработки, применением упрочения материалов и т.п.

Повышение долговечности при эксплуатации ДВС осуществляется за счет оптимизации режимов обкатки и работы, повышения качества техобслуживания и ремонта, улучшением уровня квалификации персонала.

Несмотря на более чем столетний период совершенствования ДВС в конструктивном направлении, еще имеются большие резервы. Совершенствование идет за счет профилирования поршней, применения масляного охлаждения поршней и межклапанных перемычек, применения предпускового подогрева и прокачки маслом системы охлаждения, уравнивания масс, уменьшения количества поршневых колец, оптимизацией параметров смазки трущихся деталей [11] и т.п.

Снижение металлоемкости осуществляется за счет применения более прочных материалов, материалов с меньшей плотностью (алюминий, титан), а также применения пластмасс.

21.2. Двигатели нетрадиционных типов и схем

Наряду с совершенствованием существующих двигателей, которые имеют ряд неисправимых недостатков, всегда стремились создать конструкции отличные от традиционных. Таких конструкций создано за последнее столетие множество, но все их можно условно разделить на два вида: работающие на традиционном топливе и на альтернативном источнике энергии. В рамках данной лекции не представляется возможным проанализировать все конструкции, только на роторные двигатели получено более тысячи свидетельств не изобретение. Поэтому рассмотрим наиболее интересные, наиболее реальные конкурентоспособные конструкции.

Паровые машины.

Одной из первых установок для мобильных систем является, вероятно, паровая машина, которая долгое время доминировала не водном к железнодорожном транспорте.

За время своего развития паровые машины значительно усовершенствовались. Они менее токсичны, имеют более благоприятную характеристику крутящего момента для привода транспортной машины $n = 0$, $M_k = \max$. Следует также напомнить, что для автомобиля паровые машины использовали раньше ДВС, и автомобиль с таким двигателем преодолел рубеж скорости 200 км/ч.

Наибольшие потери (до 80%) вызваны трением поршня в цилиндре. Снижение этих потерь возможно уменьшением массы поршневой группы, поверхности трения, количества поршневых колец, созданием жидкостного трения поршня и колец [10, 11].

Снижение потерь на трение в подшипниках можно обеспечить оптимизацией их параметров, как показали наши исследования [11] их можно снизить на 10...15%.

Снижение потерь на газообмен возможно уменьшением сопротивления трактов впуска и выпуска, системы продувки картера.

Наибольшие потери на привод вспомогательных механизмов составляют масляный насос и вентилятор системы охлаждения, которые зачастую переразмерены, а за счет снижения их производительности и регулирования производительности вентилятора можно существенно уменьшить потери. Резерва в приводе механизма газораспределения, топливного и водяного насоса очень мало, что бы повлиять не топливную экономичность.

Пути снижения токсичности ДВС.

Токсичность автотракторных ДВС зависит от совершенства системы газообмена и смесеобразования (рис. 21.12), механического состояния цилиндропоршневой группы, топливо и воздухоподающей аппаратуры, системы зажигания бензиновых двигателей и др.

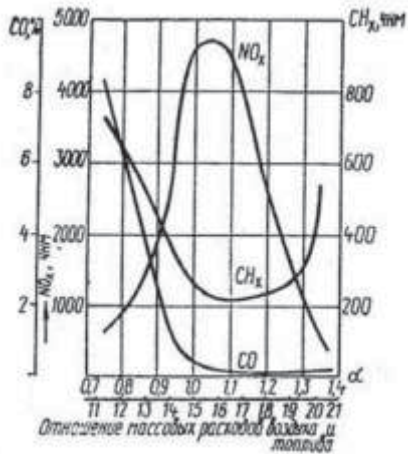


Рис. 21.12. Содержание вредных веществ в отработавших газах в зависимости от состава топливовоздушной смеси α.

Снижение токсичности достигается, в основном, лучшей организацией процесса сгорания (хорошего перемешивания топлива с воздухом, обеднения смеси применением топлив с присадками, примеси газа, водорода, применением специальных камер: предкамер, двигатель Кушуля и др.; рециркуляцией отработавших газов путем их частичного перепуска из системы выпуска во впускной трубопровод) и применением дополнительных приспособлений, устанавливаемых в выпускную систему, которые в свою очередь делятся на фильтры и нейтрализаторы.

ика) служат для отделения сажи.

Нейтрализаторы применяются: **каталитические** (газы пропускаются через слой катализатора на шариковых насыпных, стержневых или сотовых носителях. В качестве катализаторе используется платиновые или алюмоплатиновые тонкослойное покрытие); **термические** (дожигатели); **жидкостные** (газы проходят через раствор, который поглощают сажу, альдегиды, окислы азота, но не улавливают CO и C_xH_y).

Рабочим объемом цилиндра называется объем между верхней и нижней мертвыми точками, который равен

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

Объем между верхней мертвой точкой и крышкой цилиндра называется объемом камеры сгорания V_c.

Сумма рабочего объема и объема камеры сгорания называется полным объемом цилиндра V_a.

$$V_a = V_h + V_c$$

Объем цилиндра принято измерять в дм³ или литрах, поэтому часто в литературе можно встретить термин литраж двигателя, который равен V_h i, где i - количество цилиндров в двигателе.

Степенью сжатия ε называется отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания

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

Величина степени сжатия для различных двигателей различна (см. табл. 2.1).

Таблица 2.1.

Степень сжатия различных двигателей.

Тип ДВС	ε
Двигатель с искровым зажиганием	5...10
Дизель без наддува	13...18
Дизель с турбонаддувом	10...16

Изменение давление газа в цилиндре работающего двигателя в зависимости от хода поршня или объема P = f(S, V), называется свернутой индикаторной диаграммой (рис.2.2), зависимость давления в цилиндре от угла поворота кривошипа P = f(φ), называется развернутой индикаторной диаграммой (рис.2.2 г).

2. 2. Действительные циклы ДВС.

Рассмотрим действительные циклы четырехтактного дизеля на примере этих индикаторных диаграмм. Цикл осуществляется за два оборота коленчатого вала (720° пкв) или четыре такта (хода поршня), во время которых в цилиндре происходят следующие процессы.

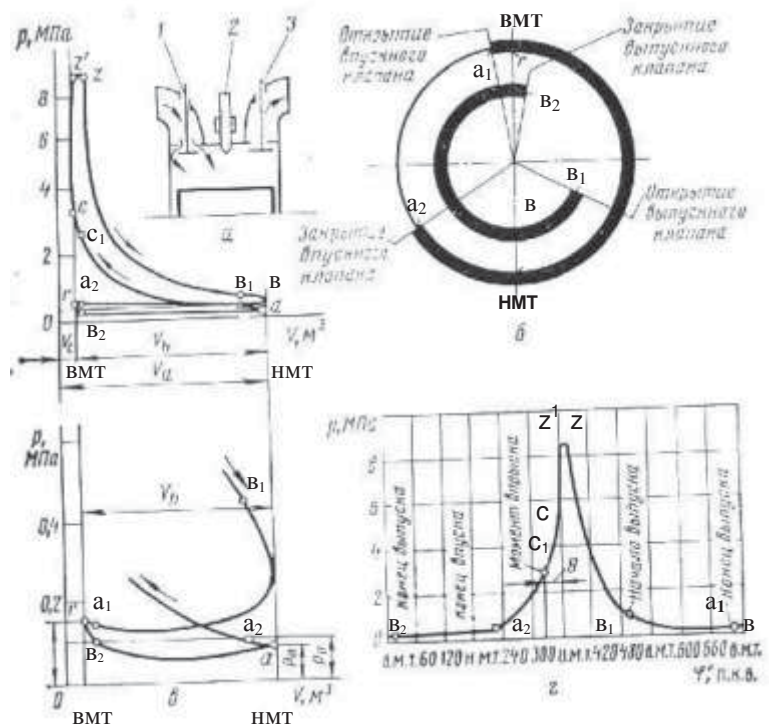


Рис. 2. 2. Индикаторные диаграммы дизеля

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

1. Процесс впуска воздуха начинается в a_1 (рис.2.2 в) соответствующей началу открытия впускного клапана, когда поршень еще не дошел до ВМТ (рис.2.2 б). Заканчивается впуск в точке a_2 , когда впускной клапан закрывается, а поршень прошел НМТ, поэтому общая длительность впуска $\varphi_{вп}$ больше 180° угла поворота коленчатого вала (пкв). Среднее давление газов в течение впуска меньше атмосферного P_0 , следовательно, на процесс впуска необходимо затратить энергию. Перед впуском камера сгорания была заполнена продуктами сгорания – остаточными газами. В этот период в цилиндре наряду со свежим зарядом воздухом окажутся остаточные газы, т.е. будет смесь.

2. Процесс сжатия происходит после окончания впуска (точка a_2) и сопровождается повышением температуры и давление смеси в цилиндре. При приближении поршня к ВМТ в разогретый от сжатия заряд под давлением впрыскивается в распыленном состоянии топливом точка (c_1). Угол между началом впрыска топлива и ВМТ называется углом опережения впрыска $\theta_{оп}$. В течение периода c_1 - c_2 происходит прогрев, испарение и перемешивание топлива с воздухом и другие процессы предшествующие воспламенению смеси; этот отрезок времени называется периодом задержки воспламенения.

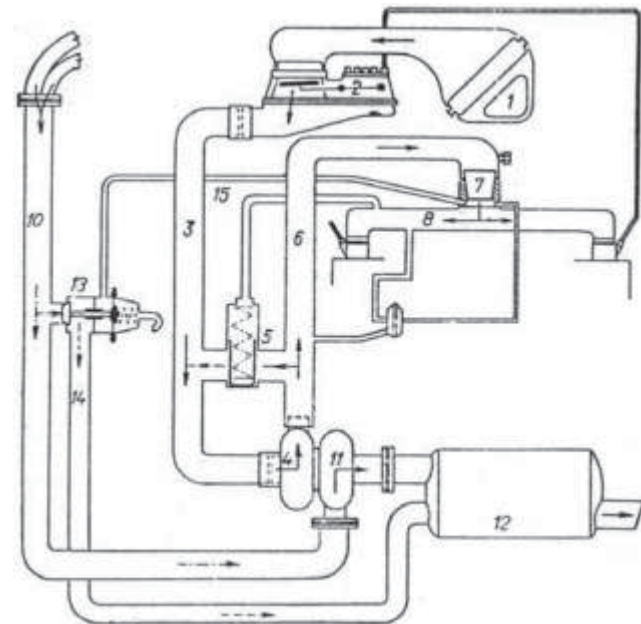


Рис. 21.11. Схема турбонадува бензинового двигателя:

1 – воздушный фильтр; 2 – регулятор состава смеси; 3 – впускной трубопровод; 4 – компрессор; 5 – перепускной воздушный клапан; 6-7 – впускные каналы; 8 – патрубки впускного канала; 9 – топливная форсунка; 10 – выпускной трубопровод; 11 – турбина; 12 – глушитель шума выпуска; 13 – клапан перепуска отработавших газов; 14 – соединительный трубопровод глушителя; 15 – канал управляющего давления.

Утилизация тепла отработавших газов осуществляется главным образом применением турбонадува. Турбонаддув дизелей широко описан в литературе, здесь кратко опишем особенности турбонадува бензиновых ДВС. В отличие от дизеля, где регулирование мощности производится изменением подачи топлива, в бензиновом двигателе аналогичный метод не применим, так как состав смеси был бы на режимах высоких частот вращения настолько бедным, что воспламенение не было бы гарантировано. Поэтому подача воздуха на максимальных частотах вращения турбокомпрессора ограничивается за счет перепуска отработавших газов через специальный канал мимо турбины (рис. 21.11).

Отработавшие газы из двигателя поступают в выпускной трубопровод 10, а затем через турбину 11 в глушитель 12. При максимальной нагрузке и высокой частоте вращения коленчатого вала давление во впускном канале 7, передаваемое через канал 15, открывает клапан перепуска 13, через который отработавшие газы по трубопроводу 14 поступают непосредственно в глушитель, минуя турбину. В турбину поступает меньшее количество отработавших газов, и подача воздуха компрессором 4 во впускной канал 6 уменьшается в 6...8 раз.

Вторым важным методом снижения расхода топлива является повышение механического КПД или снижение механических потерь. Механические потери складываются из потерь на трение в сопряжениях двигателя, потерь на газообмен и привод вспомогательных механизмов, снижение этих составляющих и обеспечит повышение механического КПД.

Следующим направлением повышения индикаторного КПД является снижение потерь теплоты, отводимой в систему охлаждения и уносимой с отработавшими газами.

Системой охлаждения отводится до 33% тепловой энергии. Для снижения потерь тепла в систему охлаждения разрабатывают адиабатные двигатели (рис. 21.8, 21.9), у которых цилиндр и его головка не охлаждаются.

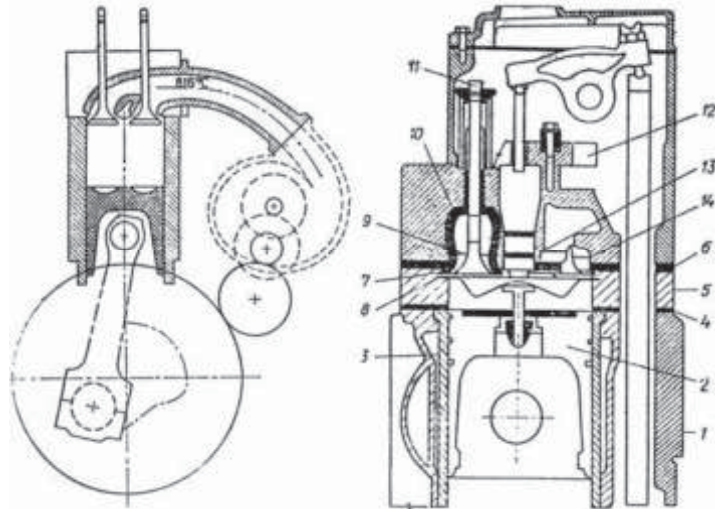


Рис. 21.8. Схема адиабатного двигателя.

Рис. 21.9. Поперечный разрез адиабатного дизеля «Камминс»:

1 – блок цилиндров; 2 – составной поршень; 3 – гильза цилиндров; 4 – теплоизолирующая прокладка блока цилиндров; 5 – вставка между головкой и блоком цилиндров; 6 – теплоизолирующая прокладка головки цилиндров; 7 – теплоизолирующая шайба камеры сгорания; 8 – нижнее уплотнение теплоизолирующей шайбы; 9 – седло выпускного клапана; 10 – керамическая изоляция выпускной трубы; 11 – выпускной клапан; 12 – насос-форсунка; 13 – теплоизолирующий стакан насос-форсунки; 14 – седло впускного клапана.

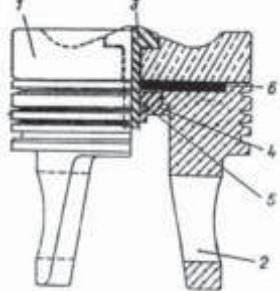


Рис. 21.10. Составной поршень адиабатного дизеля: 1 – керамическое днище; 2 – основание поршня; 3 – болт; 4 – шайба; 5 – тарельчатая пружина; 6 – теплоизолирующий пакет прокладок.

Автоматическое регулирование системы охлаждения путем перепуска жидкости, управлением вентилятором с помощью электро-гидро-муфт, изменения угла атаки лопастей вентилятора также способствует снижению потерь тепла и уменьшения механических потерь.

3. Процесс сгорания начинается в точке c_2 . В момент отрыва линии сгорания от линии сжатия и наблюдается заметное повышение давления. В этот момент поршень еще не дошел до ВМТ, подача топлива форсункой продолжается. Во время сгорания воздух и топливо образуют продукты сгорания. В конце процесса сгорания температура и давление в цилиндре достигает наибольших значений.

4. Процесс расширения происходит от точки Z до точки e_2 , где открывается выпускной клапан. В этот момент поршень еще не дошел до НМТ, подача топлива форсункой продолжается. Во время расширения температура и давление в цилиндре достигают наименьших значений.

энергия

следует

то

выпуск

работает

с

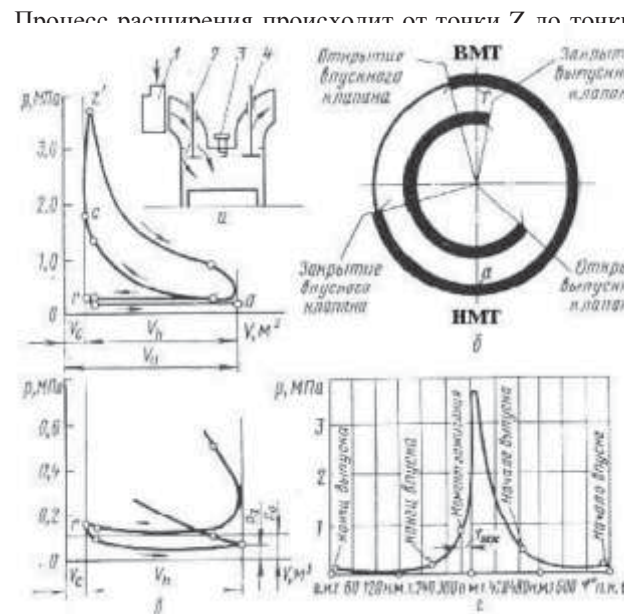
место

жду

с

тепловой

имеет



имеет

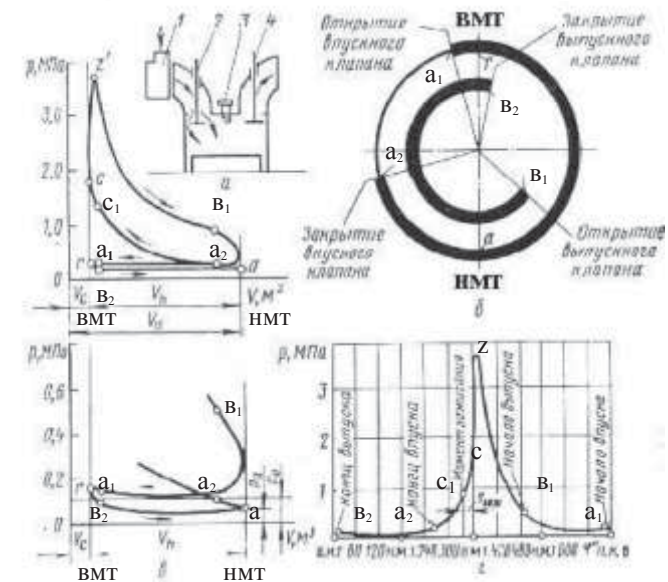


Рис. 2.3. Схема (а), диаграмма фаз газораспределения (б), свернутая (в) и развернутая (г) индикаторные диаграммы четырехтактного карбюраторного двигателя:

1 – карбюратор; 2 – впускной клапан; 3 – искровая свеча зажигания; 4 – выпускной клапан.

- в процессе впуска в цилиндр поступает горячая смесь, состоящая из воздуха и топлива, которая дозируется либо карбюратором, либо системой впрыска (инжекторная система);
- свойствами топлива (бензин, керосин, газ);
- меньшей величиной степени сжатия, исключающей самовоспламенение смеси;
- принудительные воспламенения смеси с помощью искры свечей зажигания, за $15...50^\circ$ до ВМТ (угол опережения зажигания);
- процесс сгорания происходит только при $V = \text{const}$ (дизеля при $V = \text{const}$ и $P = \text{const}$);
- давление сжатия и сгорания несколько меньше чем у дизелей.

Значения давления и температуры по процессам четырехтактных двигателей приведены в таблице 2.2.

Протекание рабочего процесса в дизелях с турбо наддувом показано на рис. 2.4.

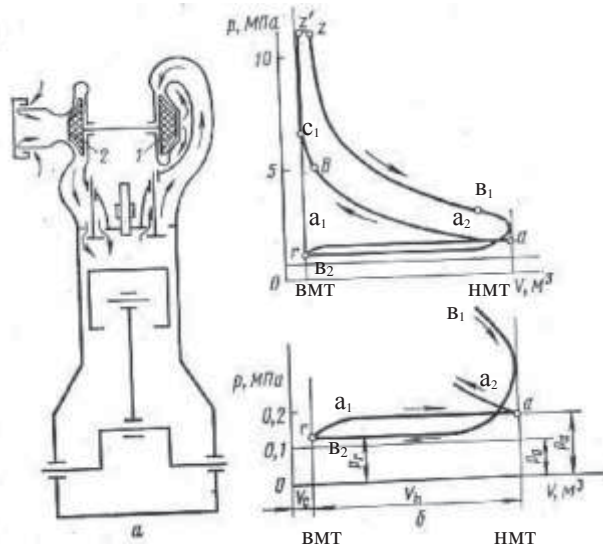


Рис. 2.4. Схема (а) и свернутая индикаторная диаграмма (б) четырехтактного дизеля с газотурбинным наддувом.

мая, т.е. без специального клапана. Поступление богатой смеси в форкамеру обеспечивается клювообразным выступом-турбулизатором на входе в нее, это обеспечивает сгорание смеси с $\alpha = 1,27...1,28$.

Рис. 21.6. Расположение непродуваемой камеры и свечи зажигания в бензиновом двигателе «Тойота» (Япония).

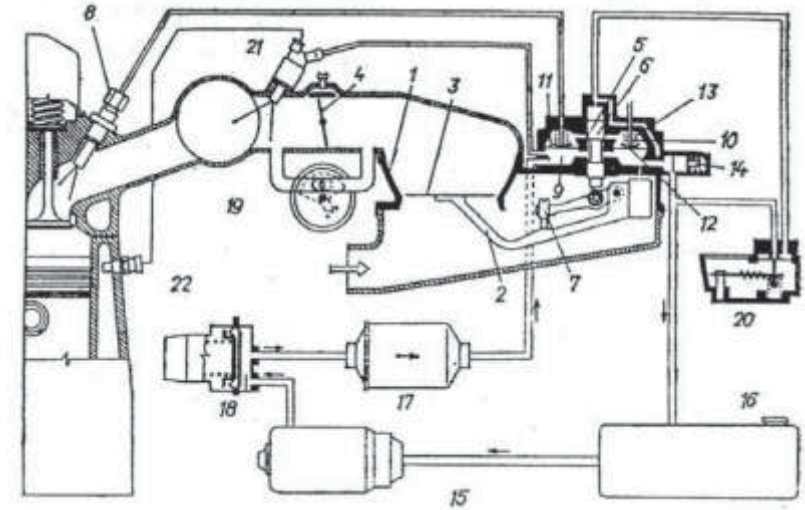


Рис. 7. Система впрыска бензина «К-Джетроник» (фирмы BOSCH):

1 – впускной патрубок; 2 – рычаг воздушного пластинчатого клапана; 3 – воздушный пластинчатый клапан; 4 – дроссельная заслонка; 5 – окно; 6 – дозирующий золотник; 7 – регулировочный винт; 8 – топливная форсунка; 9 – нижняя камера регулятора; 10 – распределительный клапан; 11 – стальная мембрана; 12 – седло клапана; 13 – пружина распределительного клапана; 14 – редукционный клапан; 15 – топливный насос; 16 – топливный бак; 17 – топливный фильтр; 18 – регулятор давления топлива; 19 – регулятор подачи дополнительного воздуха; 20 – перепускной клапан топлива; 21 – топливная форсунка холодного пуска; 22 – термостатный датчик температуры охлаждающей жидкости.

Системы автоматического управления двигателем с впрыском бензина обеспечивают высокую точность дозировки и равномерность подачи топлива по цилиндрам. Существует несколько типов систем впрыска бензина во впускной трубопровод и в камеру сгорания. Один из таких типов показан на рис. 21.7.

Топливо из бака 16 подается электрическим бензонасосом 15, через регулятор давления 18 и топливный фильтр 17 в нижнюю камеру 9 регулятора. Постоянное давление в регуляторе поддерживается редукционным клапаном 14. Мембранный регулятор 18 предназначен для сохранения давления топлива при неработающем двигателе. Расход воздуха, поступающего в двигатель, регулируется дроссельной заслонкой 4. Для регулирования количества подаваемого топлива служит также винт 7, расположенный в рычаге клапана.

Между окном 5 и форсункой 8 размещен распределительный клапан 10, поддерживающий с помощью пружины 13 и седла 12, опирающегося на мембрану 11, постоянное давление впрыска в распылителе форсунки 0,33 МПа при давлении перед клапаном 0,47 МПа.

Таблица 2.2.

Тип ДВС	Впуск		Сжатие		Сгорание		Расширение		Выпуск	
	Pa, МПа	Ta, К	Pc, МПа	Tc, К	Pz, МПа	Tz, К	Tв, МПа	Tв, К	Pr, МПа	Tr, К
Бензиновые с искровым зажиганием	0,07	360	0,5	400	2,5	2000	0,45	1200	0,11	1100

	0,08	400	1,6	700	5	2600	0,7	1700	0,12	1100
Дизели без наддува	0,05	310	3,5	750	5...7	1800	0,2	950	0,11	900

	0,09	350	4,5	900		2200	0,3	1100	0,12	1000
Дизели с турбонаддувом	0,12	310	4...6	950	7...12	2000	0,3...0,5	1000	0,14	900

	0,16	380		1100		2500		1200	0,17	1100

Экономичность двигательных циклов оценивается индикаторным к.п.д.:

$$\eta_i = L_i / Q_i,$$

где L_i -количество теплоты, превращенной в индикаторную работу цикла,

Дж/цикл;

Q_i -теплота, введенная в двигатель с топливом Дж/цикл.

Если отнести L_i к рабочему объёму, то получится величина удельной работы цикла, называемая средним индикаторным давлением.

$$P_i = L_i / V_n,$$

где P_i -такое условное избыточное постоянное давление, которое действует на поршень в течении одного хода, совершало бы работу равную индикаторной работе цикла, V_n – рабочий объём двигателя.

Отношение индикаторного к.п.д. к термическому называют относительным к.п.д.:

$$\eta_o = \eta_i / \eta_t$$

Величина η_o позволяет оценить те потери действительного цикла, которые отличаются от термодинамического цикла.

Подробнее об этом Вы можете ознакомиться в литературе (1, 2, 3).

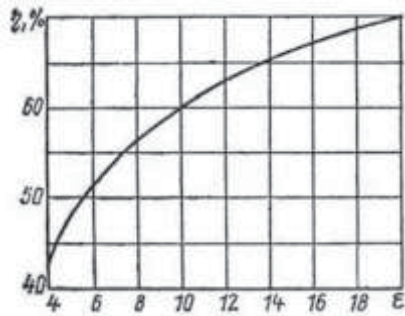


Рис. 21.3. Зависимость КПД (η) теоретического цикла от степени сжатия ϵ .

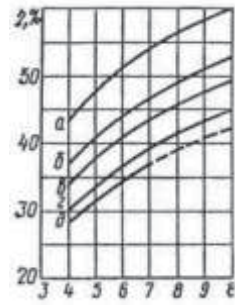


Рис. 21.4. Зависимость КПД (η) теоретического и действительных циклов от степени сжатия ϵ .

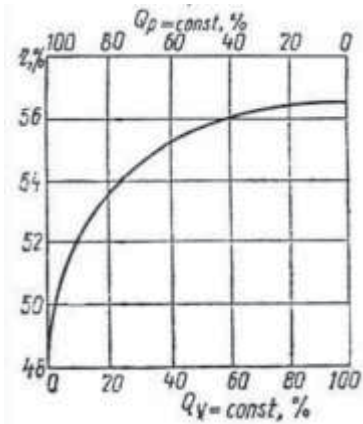
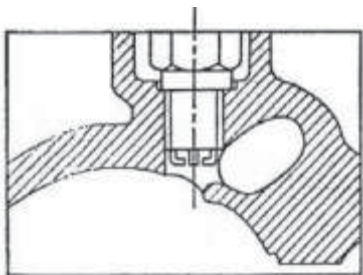


Рис. 21.5. Зависимость КПД теоретического цикла от количества теплоты, вводимой в него при постоянном объеме $Q_v = \text{const}$ или при постоянном давлении $Q_p = \text{const}$.

Зависимость КПД от способа сгорания смеси (рис.21.5), показывает, что если 100% топлива сгорает при постоянном **объеме**, то КПД максимален; если 100% топлива сгорает при постоянном **давлении**, то КПД минимален.

Совершенствование камер сгорания идет в направлении сжигания более бедных смесей, путем расслоения заряда (вокруг свечи организуется богатая смесь, по мере удаления - бедная); путем разобщения камеры сгорания на два отделения: с богатой смесью, где установлена свеча, и бедной; путем применения дополнительной форкамеры ($V_{\phi} = 0,03 V_n$), где установлена свеча, куда от специального карбюратора через специальный клапан подается богатая смесь ($\alpha = 0,6...0,7$), которая сообщена с основной камерой сгорания. Воспламенение в основной камере, где бедная смесь ($\alpha = 1,5...1,6$), осуществляется факелом из предкамеры, обеспечивая сгорание обедненной смеси.

Более простую форкамеру разработали японцы (рис. 21.6), она непродувае-



Литература:

1. Николаенко А.В. Теория конструкции и расчёт автотракторных двигателей. -М.: Колос, 1992-335.
2. Хачиян А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. -М.: Высшая школа, 1978.-280.
3. Анохин В.И. и др. «Тракторы и автомобили».-М.: Колос, 1970

ЛЕКЦИЯ 3. ПРОЦЕССЫ ВПУСКА И ВЫПУСКА

План:

- 3.1. Процесс впуска и коэффициент наполнения.
- 3.2. Температура в конце впуска.
- 3.3. Влияние различных факторов на наполнение цилиндров.
- 3.4. Процесс выпуска в ДВС.

3.1. Процесс впуска и коэффициент наполнения

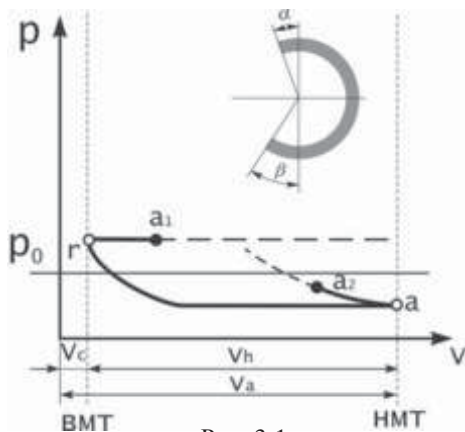


Рис. 3.1.

Процесс впуска условно начинается в точке a_1 , соответствующей началу открытия впускного клапана до прихода поршня в ВМТ, на такте выпуска, заканчивается впуск при полном закрытии впускного клапана в точке a_2 , когда поршень прошел НМТ. (рис.3.1). Где α – угол опережения открытия впускного клапана, β – угол запаздывания закрытия впускного клапана. Такая продолжительность открытия впускного клапана обеспечивает лучшее наполнение цилиндра

При расчете рабочего цикла принимается давление окружающей среды $p_0 = 0,1$ МПа, а температура $T_0 = 293$ К.

Давление в конце впуска в точке a обычно принимается по экспериментальным данным:

- | | |
|--|-----------------------------------|
| для двигателя с искровым зажиганием | $p_a = 0,07 \dots 0,08$ МПа; |
| для дизелей без наддува | $p_a = 0,85 \dots 0,9$ МПа; |
| для дизелей с турбонаддувом | $p_a = (0,9 \dots 0,96) p_k$ МПа, |
| где p_k – давление наддува ($p_k = 0,13 \dots 0,2$ МПа) | |
| при низком наддуве | $p_k = 1,5 p_0$; |
| при среднем наддуве | $p_k = (1,5 \dots 2,2) p_0$; |
| при высоком наддуве | $p_k = (2,2 \dots 2,5) p_0$. |

Одним из основных показателей процесса наполнения является коэффициент наполнения η_v .

Коэффициент наполнения – это отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя в процессе впуска к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме при условии на впуске (p_0, T_0, p_k, T_k).

$$\eta_v = \frac{M_1}{M_0} = \frac{G_1}{G_0} = \frac{P_1 V_1}{P_0 V_h}$$

где M_1, G_1 – количество свежего заряда.

Количество газа в конце впуска, в точке a

Пути повышения экономичности ДВС.

Преобразование энергии топлива в механическую энергию в ДВС связано со значительными потерями, поэтому необходимо в первую очередь найти пути уменьшения этих потерь и достичь максимальной отдачи энергии содержащейся в топливе. В современных ДВС, примерно, 1/3 энергии топлива преобразуется в механическую, 1/3 путем охлаждения передается в окружающую среду и 1/3 отводится отработавшими газами. Любое использование тепловых потерь двух последних видов означает экономию энергии, а значит и топлива.

Снижение тепловых потерь в процессе сгорания приводит к повышению индикаторного КПД.

Повышение индикаторного КПД осуществляется совершенствованием термодинамических циклов и камер сгорания, выбором оптимальной степени сжатия и состава смеси, снижением потерь тепла в систему охлаждения и выпуска отработавших газов.

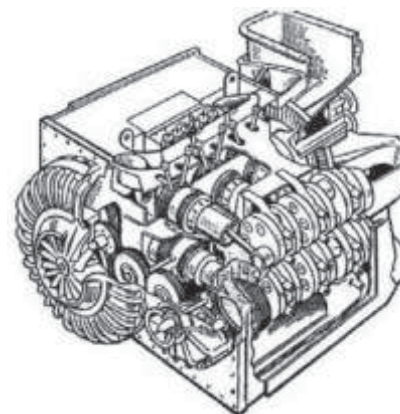


Рис. 21.1. Комбинированный двигатель «Орион».

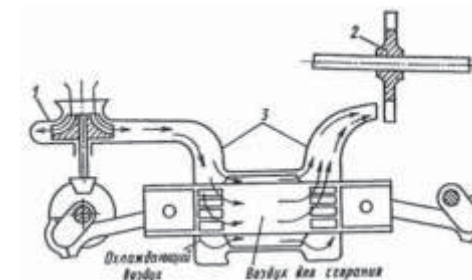


Рис. 22.2. Схема комбинированного двигателя «Орион»: 1 – центробежный нагнетатель; 2 – газовая турбина; 3 – охлаждающие ребра.

Совершенствование термодинамического цикла идет по пути применения комбинированных двигателей: ДВС – паросиловая установка (рис. 21.1, 21.2), ДВС – газовая турбина, ДВС – двигатель Стирлинга, а также оптимизацией его основных параметров.

Степень сжатия существенно влияет на КПД (рис. 21.3). КПД теоретического цикла при $V = \text{const}$ самый высокий (рис. 21.4а), кривая b показывает КПД для бензовоздушной смеси при $\alpha = 1,5$; v – при $\alpha = 1,2$, кривая z – при $\alpha = 1$. Нижняя кривая d показывает результаты измерения КПД на опытном двигателе ($\epsilon = 4 \dots 7, \alpha = 1,15$) разница между кривыми v и d характеризует потери теплоты за счет излучения, теплопередачи через стенки цилиндра и неполноты сгорания [2].

При сгорании топливо, которое состоит из углерода, водорода, кислорода, соединяется с воздухом, состоящим из 0,23 кислорода, и 0,7 азота образуется множество вредных веществ.

Несгоревший углерод выбрасывается в виде сажи и дыма, он образуется при $\alpha < 0,3$. Кроме этого выбрасывается сернистый газ, свинец, окислы свинца, альдегиды, которые являются причиной неприятного запаха, пары топлива, картерные газы и многое другое. В отработавших газах содержится более 200 токсичных компонентов, но нормируются, как правило, четыре с CO, C_xH_y, NO_x.

Таким образом, **расход топлива** и **токсичность отработавших газов** являются первыми двумя факторами, определяющими развитие и совершенствование ДВС.

Первые образцы двигателей работали минуты, затем часы, в настоящее время лучшие образцы ДВС имеют долговечность более 20 тыс. часов. Повышение **долговечности ДВС** является третьим фактором, который предопределяет перспективу их развития.

Когда двигателей выпускалось мало, то проблема **металлоемкости** перед моторостроителями не стояла. А когда стали выпускать их десятки миллионов, то возникло такое состояние, что количество выплавляемого металла стало приближаться к количеству металла подверженному коррозии. Кроме того, снижение массы автомобиля на 100 кг экономит от 0,5 до 1л бензина на 100 км. Все это заставляет моторостроителей искать пути снижения расхода металла.

Таким образом, перспектива развития силовых установок для тракторов и автомобилей диктуется четырьмя основными факторами:

- экономией расхода топлива;
- снижением токсичности отработавших газов;
- увеличением долговечности;
- снижением металлоемкости.

Развитие и совершенствование силовых установок идет по пути совершенствования двигателей традиционных типов и схем, к которым следует отнести поршневые двигатели, работающие на бензине и дизельном топливе. Кроме того, ведется поиск и совершенствование двигателей нетрадиционных типов и схем, еще недостаточно получивших распространение, но претендующих по некоторым показателям на первенство.

К ним следует отнести двигатели внутреннего сгорания: роторно-поршневого типа Ванкеля (РПД), двигатель Кушуля, двигатели со свободно движущимися поршнями (СПД), двигатели с автоматическим изменением степени сжатия (ПАРСС), а также двигатели внешнего сгорания: паровые, газотурбинные, двигатели типа Стирлинга.

Нарастающий объем потребления топлива и прогнозы на иссякаемость запасов топлива, заставляет искать альтернативные источники энергии для мобильных машин.

Попытаемся проследить за тенденциями развития силовых установок на основе анализе сказанных выше четырех основных факторов. Один из главных из них является расход топлива.

$$M_a = M_1 + M_r,$$

где μ_r – количество остаточных газов в цилиндре.

Отношение количества остаточных газов в цилиндре от предыдущего цикла, к количеству свежего заряда поступившего в цилиндр называется коэффициентом остаточных газов γ_r

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

Влияние γ_r , изменяется в пределах:

Для бензиновых и газовых двигателей 0,04...0,10

Для дизелей без наддува 0,02...0,05

Так как $M_1 = M_o \cdot \eta_v$; $M_r = M_1 \cdot \gamma_r$,

то

$$M_a = M_o \cdot \eta_v + M_o \cdot \eta_v \cdot \gamma_r = M_o \cdot \eta_v (1 + \gamma_r).$$

Из характеристического уравнения

$$pV = MRT, \quad M = \frac{pV}{RT}.$$

$$M_a = \frac{p_a V_a}{R_a T_a} = M_o \eta_v (1 + \gamma_r);$$

$$M_o = \frac{p_o V_h}{R_o T_o} \quad \text{– для двигателей без наддува}$$

$$M_o = \frac{p_k V_h}{R_k T_k} \quad \text{– для двигателей с наддувом}$$

где T_o , T_k – температура окружающей среды и температура после компрессора.

$R_o \approx R_k \approx R_a \approx 8314$ Дж/К моль·град – универсальная газовая постоянная.

Тогда

$$\frac{p_a V_a}{R_a T_a} = \frac{p_k V_h}{R_k T_k} \cdot \eta_v (1 + \gamma_r);$$

Учитывая то, что $V_a/V_h = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$

Для двигателей с наддувом получим

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

Для двигателей без наддува

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}$$

Для различных двигателей η_v находится в пределах:

Для двигателей с искровым зажиганием $\eta_v = 0,75...0,85$;

Для бензиновых двигателей с впрыском $\eta_v = 0,8...0,96$;

Для дизелей без наддува $\eta_v = 0,8...0,9$;

Для дизелей с турбонаддувом

$$\eta_v = 0,8 \dots 0,95.$$

3.2. Температура в конце впуска

Следующим параметром процесса впуска является температура в конце впуска T_a , которую определим и теплового баланса. Количество теплоты в точке a равно количеству теплоты остаточных газов плюс количество теплоты поступившего со свежим зарядом

$$Q_a = Q_r + Q_1;$$
$$M_a \mu C'_p T_a = M_r \mu C''_p T_r + M_1 \mu C_p (T_o + \Delta t),$$

где $\mu C_p \approx \mu C'_p \approx \mu C''_p$ – молярные теплоемкости свежего заряда, остаточных газов и смеси соответственно, Δt – подогрев заряда на впуске.

Для двигателей с искровым зажиганием $\Delta t = -5 \dots 25^\circ$;

Для дизелей без наддува $\Delta t = +20 \dots +40^\circ$;

Для дизелей с турбонаддувом $\Delta t = 0 \dots +10^\circ$.

Тогда

$$M_a \cdot T_a = M_1 (T_o + \Delta t) + M_r \cdot T_r$$
$$M_1(1 + \gamma_r) \cdot T_a = M_1(T_o + \Delta t) + M_r \cdot T_r.$$

Температура в конце впуска будет равна

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}.$$

Для двигателей с искровым зажиганием $T_a = 320 \dots 380$ К;

Для дизелей без наддува $T_a = 310 \dots 350$ К;

Для дизелей с турбонаддувом $T_a = 320 \dots 400$ К.

3.3. Влияние различных факторов на наполнение цилиндров

Процесс наполнение происходит при непрерывном колебании давления. В некоторых случаях возможно улучшение наполнения путем настройки впускного коллектора на резонанс какой либо гармонике, например у ЯМЗ-240 настроена выпускная система на пятую гармонику, что позволило увеличить коэффициента наполненные на 7...8%.

Влияние сопротивления на впуске и выпуске

Давление на впуске P_a уменьшается в результате увеличения сопротивления воздухоочистителя (в случае загрязнения), в результате закрытия дроссельной заслонки карбюратора, что приводит к увеличению коэффициента остаточных газов γ_r и уменьшению коэффициента наполнения η_v (рис.3.2 а).

ЛЕКЦИЯ 21.

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК АВТОМОБИЛЕЙ

План:

21.1. Основные тенденции развития традиционных ДВС.

21.2. Двигатели нетрадиционных типов и схем.

Первый двигатель внутреннего сгорания нашедший применение был создан в 1860 году французским механиком Э. Ленуаром. Двигатель работал на светильном газе по двухтактному процессу без предварительного сжатия и имел эффективный КПД 4...5%.

В 1877-78 годах немецкий изобретатель Н. Отто построил газовый четырехтактный ДВС с предварительным сжатием.

В 1879 году русский механик И.С. Костович создал проект двигателя на бензине для дирижабля.

В 1896 году немецкий инженер Р. Дизель сконструировал двигатель с воспламенением от сжатия.

В 1899 году в России начал строить дизеля Я.В. Мамин.

Уровень моторизации и ее проблемы.

В настоящее время уровень моторизации в мире достиг колоссальной величины и продолжает наращиваться. Если в 1960 году легковых автомобилей в мире насчитывалось 200 млн. шт., то в 1980 г. уже 305 млн. штук.

По сообщению в ежегодном приложении к газете «Аутомобиль ревью» (Швейцария) в 1988 г. мировое производство легковых автомобилей составило 34734717, это на 1501262 больше, чем в предыдущем году.

В середине 80-х годов в мире энергия складывалась из следующих составляющих: нефть – 46%, газ - 19%, уголь – 26%, гидроэнергия - 6%, ядерная - 2%, другие виды - 1%.

Как видно, самое большое количество энергии вырабатывается из нефти, ежегодное потребление которой составляет 3 млрд. тонн, а мировые запасы 135 млрд. тонн.

В 1988 году в СССР добывалось 13% нефти и примерно 43% газа от мировой добычи, нефтяная река с дебитом 15 м^3 в секунду растекается на два рукава, внутренний рынок и внешний. Экспорт нефти составлял до 22% добычи.

По зарубежным данным, нефти в 1988 г продавалось и расходовалось до 80 млн. баррелей в день (1 баррель = 152 л) или примерно 10 млн. тонн в день.

Сжигая миллионы тонн топлива, различные установки ежегодно в мире выбрасывают в атмосферу окислов углерода до 300 млн. т, сернистого ангидрида 150 млн. т, окислов азота - 50 млн. т, твердых веществ 100 млн. т. На долю автомобилей приходится до 60% общих выбросов. Легковой автомобиль на один км пути выбрасывает до 100 г токсичных веществ или загрязняет 80 тыс. м^3 воздуха до предельных норм.

мобиль ΔЦ, в зависимости от эффективности применяемых систем снижения токсичности.

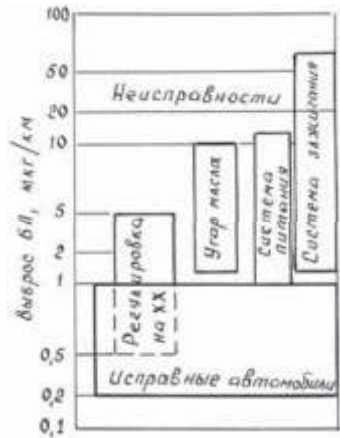


Рис. 19.9. Уровень выброса бенз(а)пирена с ОГ при неисправностях двигателя.

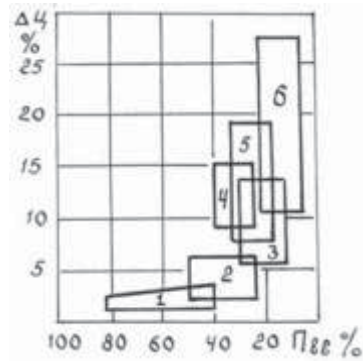


Рис. 19.10. Увеличение стоимости автомобиля в зависимости от систем! снижения токсичности ОГ ($P_{вв} = 100\%$ - без протivotоксичных систем).
1 - оптимизация конструкции; 2 - применение электроники; 3 - форкамерно-факельное зажигание; 4 - газовое топливо; 5 - окислительная система нейтрализации; 6 - трехкомпонентная.

Зона 1 – показывает результат оптимизации регулировок штатной конструкции двигателя (верхняя граница стоимости – для автомобилей с малым литражом двигателя $Vh \cdot i \leq 1л$, нижняя граница – для двигателей - $Vh \cdot i = 3...4л$). Зона 2 – применение электроники в карбюраторах. Зона 3 – двигатель с форкамерно-факельным зажиганием. Зона 4 – газовое топливо, зона 5 – окислительная система не централизации, зона 6 – трехкомпонентная система нейтрализации.

Таким образом, максимальное снижение токсичности возможно за счет повышения стоимости автомобиля более чем на 25%.

Обобщая вышеизложенное, следует сказать, что по мере моторизации общества следует обратить внимание эксплуатационников ДВС не только на технико-экономические показатели, но и на экологические, которые со временем могут стать ограничителем применения ДВС в различных машинах. Знание проблемы не есть ее решение, но без этого знания эксплуатационнику ДВС, вероятно, сложно выбрать конструкцию, режим работы, регулировку двигателей.

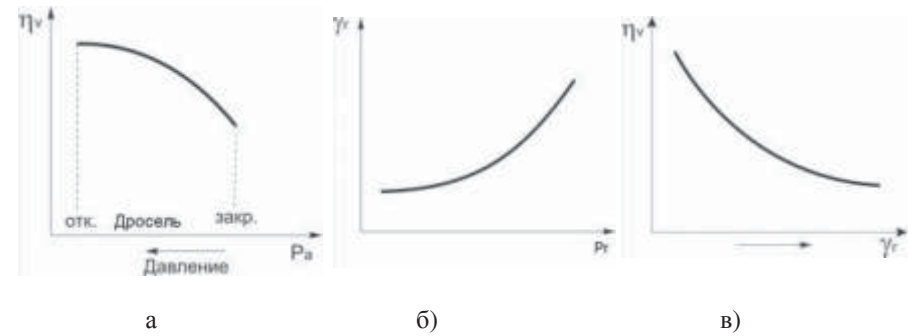


Рис. 3.2. Влияние давления на впуске.

Увеличение сопротивления на выпуске r_r (например, при загрязнении глушителя) приводит к увеличению количества остаточных газов γ_r (рис. 3.2. б), что в итоге вызывает снижение коэффициента наполнения. (Рис.3.2. в).

При увеличении частоты вращения коленчатого вала возрастает сопротивление на впуске, пропорционально ее квадрату, что приводит к возрастанию коэффициента остаточных газов и как следствие к уменьшению η_v (рис. 3.3. а).

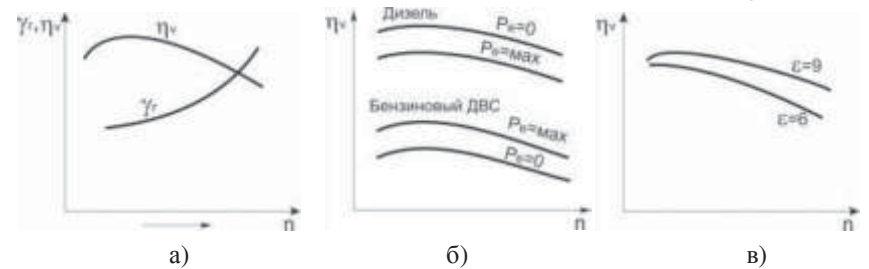


Рис. 3.3. Влияние частоты вращения на η_v

Увеличение частоты вращения двигателя при различной нагрузке также приводит к снижению η_v , но для дизеля он выше, чем у бензинового двигателя и выше на холостом ходу, (из-за меньшего подогрева заряда) чем на полной нагрузке. У бензинового двигателя тоже уменьшится, но при полной нагрузке он выше, так как при этом дроссельная заслонка полностью открыта, а на холостом ходу она прикрывается, что приводит не только к снижению η_v , но и к большому темпу его снижения в зависимости от n (рис. 3.3. б).

Теоретически с увеличением степени сжатия ϵ коэффициент наполнения η_v уменьшается (рис. 3.3. в). Экспериментально установлено - степень сжатия заметного влияния на η_v не оказывает.

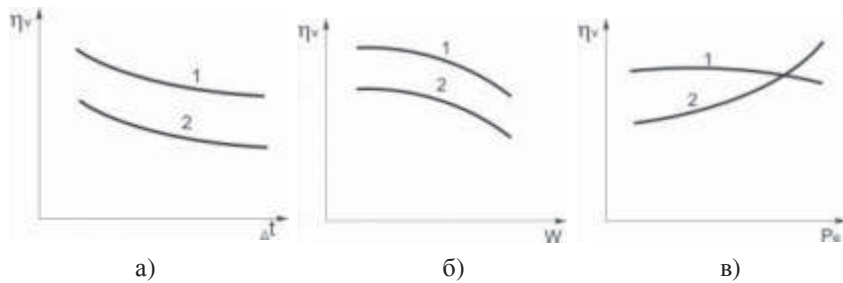


Рис. 3.4. Влияние на η_v различных факторов:
1 – дизель, 2 – двигатель с искровым зажиганием.

Подогрев заряда Δt приводит к уменьшению η_v (рис. 3.4а), причем величина η_v у дизеля всегда выше.

Увеличение скорости течения газа в сечении впускных клапанов W приводит к снижению η_v , причем для дизелей он всегда выше (рис. 3.4б).

Увеличение нагрузки p_k на двигателе с искровым зажиганием приводит к увеличению η_v (так как дроссельная заслонка открывается и уменьшается сопротивление на впуске), для дизеля происходит некоторое (4...5%) снижения η_v , за счет увеличения подогрева заряда (рис. 3.4в).

Существенное влияние на η_v оказывают фазы газораспределения, которые для наибольшего наполнения подбираются, как правило, экспериментально.

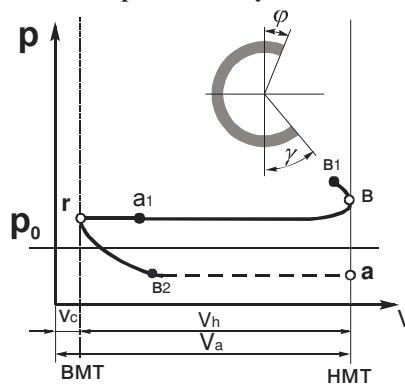
Переход от нижнеклапанных механизмов газораспределения к верхнеклапанным повышает коэффициент наполнения на 15...20%.

Применение двухкамерного карбюратора снижает сопротивление впускного тракта на 70...80%.

Применение четырехклапанных механизмов газораспределения приводит к возрастанию η_v на 15...20%.

В целях снижения сопротивления впускного тракта диаметр впускного клапана зачастую делают больше.

3.4. Процесс выпуска



Процесс выпуска начинается с момента открытия выпускного клапана, когда идет такт расширения и поршень ещё не дошел до нижней мертвой точки (точка b_1), и заканчивается после ВМТ (точка b_2), т.е. процесс выпуска также длится более 180° на величину опережения открытия (γ) и запаздывания закрытия выпускного клапана (ϕ) (рис. 3.5).

В период от точки a_1 до b_2 открыты оба клапана. Угол опережения открытия

(рис. 5.8) [1]. При увеличении давления снижается содержание углеводородов (C_xH_y) и бенз(а)пирена ($C_{20}H_{12}$), максимальное содержание окислов азота (NO_x) наблюдается при давлении топлива 17...18 МПа для установившегося режима и линейно возрастает с увеличением давления впрыска в режиме свободного ускорения (рис. 19.8).

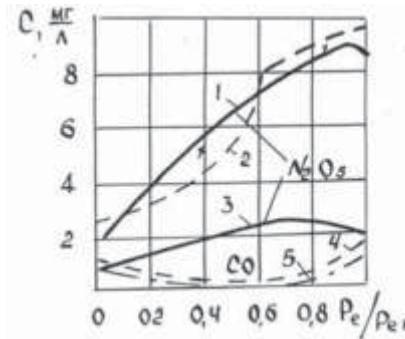


Рис. 19.7. Влияние нагрузки на токсичность ДВС с различными камерами сгорания.
1 – типа ЯМЗ; 2 – типа ЦНИДИ; 3 – вихревая камера; 4 – типа Гессельмана; 5 – М – процесс.

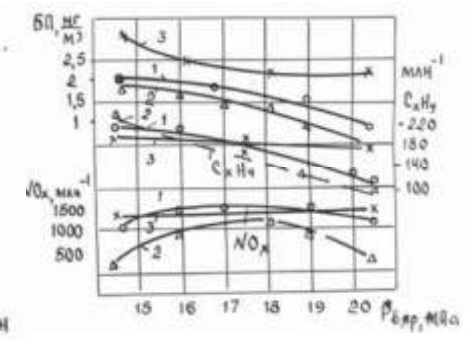


Рис. 19.8. Влияние давления впрыска на токсичность.
1 – режим эксплуатационной мощности; 2 – режим макс. крутящего момента; 3 – режим свободного ускорения.

Необычайно сильно влияние на образование токсичных компонентов имеет техническое состояние двигателя, топливной аппаратуры и систем зажигания. На рис. 5.9 приведены обобщенные результаты НАМИ по влиянию групп неисправности на выброс бенз(а)пирена [9].

Неисправности автомобиля общего характера увеличивают выбросы на 20%; неисправности системы питания и зажигания, влияющие на процесс сгорания, увеличивают суммарные выбросы вредных веществ в 2...5 раз, а канцерогенных веществ в 100 раз.

Можно выделить основные способы снижения токсичности и дымности ДВС.

1. Совершенствование смесеобразования и сгорания (последовательное смесеобразование, Н – процесс [1] “Сквиш Лин” – процесс [1], форкамера и др.).
2. Правильная регулировка всех систем ДВС.
3. Рециркуляция отработавших газов (позволяет уменьшить на 40...50% NO_x , но при этом снижается экономичность).
4. Применение присадок к топливу (антидымные для дизеля).
5. Применение неэтилированного бензина и газообразного топлива, спирта, водорода.
6. Нейтрализация газов с помощью термической (дожигатели) и каталитической систем.

Применение этих мер естественно приводит к удорожанию автомобилей, как видно из рис. 5.10, где приведены данные по увеличению стоимости авто-

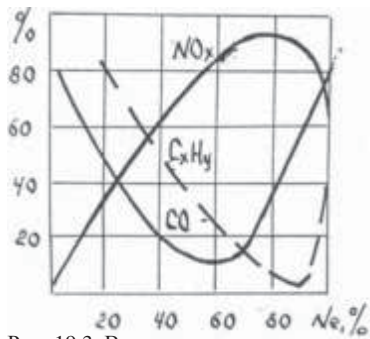


Рис. 19.3. Влияние нагрузки на токсичность карбюраторного двигателя.

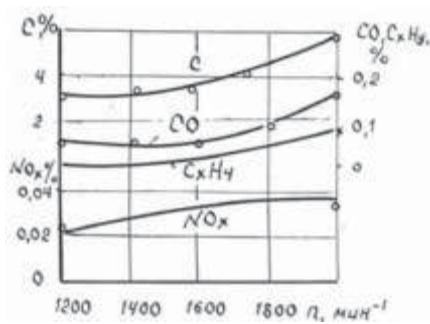


Рис. 19.4. Влияние частоты вращения на токсичность дизеля.

При обогащении смеси (рис. 19.5) существенно возрастает концентрация CO и CH, при обеднении смеси количество NOx сначала возрастает (из-за увеличения свободного кислорода), а при $\alpha = 1,05 \dots 1,1$ уменьшается (из-за снижения температуры сгорания), при этом CO₂ также несколько снижается. В этой связи следует обратить внимание эксплуатационника на поддержание рекомендуемых регулировок карбюратора.

При увеличении угла опережения зажигания по отношению к его оптимальному значению возрастает концентрация NOx, особенно при обеднении смеси, для поздний углов опережения зажигания характерно снижение NOx, но при этом ухудшается топливная экономичность.

Изменение угла опережения впрыска для дизеля также не остается безразличным по отношению к токсичности (рис. 5.6). Это особенно сказывается на выделении сажи и CxHy, для которых можно определить оптимум по токсичности.

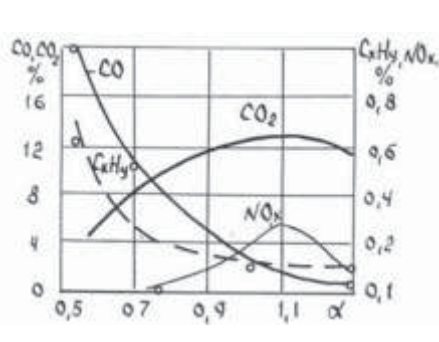


Рис. 19.5. Влияние состава смеси на токсичность карбюраторного двигателя.

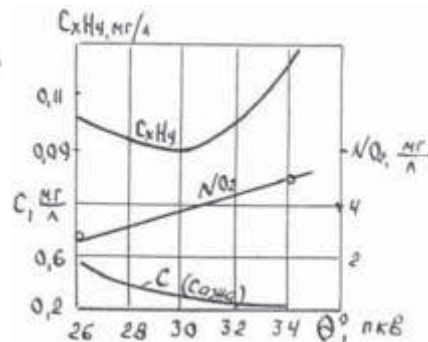


Рис. 19.6. Влияние угла опережения впрыска на токсичность дизеля.

Снижение токсичности может быть достигнуто не только за счет угла опережения впрыска, но и за счет изменения давления начала впрыска топлива

впускного клапана ϕ определяется по минимуму потерь на выталкивание отработавших газов и минимума потерь работы

Рис. 3.5.

расширения. Подробнее с этим можно ознакомиться [1, 2, 3]. Давление в конце выпуска обычно берётся на основании экспериментальных данных для:

ДВС с искровым зажиганием	$p_r = 0,102 \dots 0,120$ МПа;
дизелей без наддува	$p_r = 0,105 \dots 0,125$ МПа;
дизелей с турбонаддувом	$p_r = (1,75 \dots 0,95)P_k$ МПа.

Температура газов для:	
двигателей с искровым зажиганием	$T_r = 900 \dots 1000$ К;
дизелей без наддува	$T_r = 600 \dots 900$ К;
дизелей с турбонаддувом	$T_r = 600 \dots 900$ К.

При открытии выпускного клапана отработавшие газы со скоростью 600...700 м/с и шумом 98...120 дБ выходят в атмосферу. Если выпуск осуществляется через глушитель, то шум значительно снижается на 10...50 дБ, но при этом снижается эффективная мощность, за счет увеличения сопротивления на выпуске от 10 до 30%, в зависимости от конструкции глушителя.

План:

- 4.1. Смесеобразование в дизеле.
- 4.2. Смесеобразование в двигателях с искровым зажиганием.
- 4.3. Сравнение смесеобразований.

4.1. Смесеобразование в дизелях.

В дизелях применяется внутреннее смесеобразование, при котором в конце такта сжатия топливо впрыскивается в цилиндр, т.е. происходит распыливание, нагревание, испарение и смешивание топливных паров с воздухом.

Смесеобразование в дизеле начинается с момента начала впрыскивания топлива и продолжается до конца горения.

Смесеобразования в дизелях во многом зависят от форм камеры сгорания, к которым предъявляют следующие требования – камера сгорания должна:

- иметь минимальные гидравлические и тепловые потери;
- обеспечивать высокую экономичность процесса сгорания на всех режимах;
- иметь мягкий процесс сгорания ($P_z = 6...7$ МПа, $dp/d\phi = 0,2...0,4$ МПа/град);
- обеспечивать хорошие пусковые свойства;
- обеспечивать минимальный коэффициент избытка воздуха;
- иметь минимальное сопротивление на впуске.

Факторы влияющие на смесеобразование в дизелях:

- характеристика впрыска и режим работы двигателя;
- скорость движения заряда;
- свойства топлива и заряда;
- форма, размеры и температура поверхности камеры сгорания;
- взаимное положение топливных струй и воздушного заряда.

При этом определяющим фактором в организации смесеобразования является тип камеры сгорания. В автотракторных дизелях нашли применение следующие способы смесеобразования: объемное, пристеночное (пленочное) и комбинированное (объемно-пленочное). Эти способы смесеобразования реализуются в неразделенных (однополостных, однокамерных) камерах сгорания.

В отдельных типах автомобильных, тракторных и комбайновых дизелей применялись и еще находят применение смесеобразование в разделенных камерах сгорания (вихрекамеры и предкамеры).

Объемное смесеобразование в однокамерных камерах сгорания с малой глубиной и большим диаметром. Для них характерно отношение диаметра камеры сгорания к диаметру цилиндра равно $0,75...0,85$. Такая камера сгорания располагается обычно в поршне, при этом оси форсунки и цилиндра совпадают (Рис. 4.1 а) применяется в двигателях ЯМЗ-204, ЯМЗ-206, В-30Б, Д-6, Д-12, в форсунках обычно $6...10$ и более сопел, давление впрыска может быть до $110...120$ МПа (насос-форсунки), чаще $40...50$ МПа. При объемном смесеобразовании топливо впрыскивается непосредственно в камеру сгорания, прогрева-

Сравнительные данные по токсичности различных двигателей.

Тип двигателя	Содержание, мг/кВт·ч		
	СО	NOx	CxHy
Карбюраторный	55...135	0,8...2,7	20...160
Дизель	0,2...5,0	0,4...2	0,6...12
Газовая турбина	2...3,6	0,7...2	0,036
Стирлинг	0,1...0,3	0,2...0,7	0,03...0,06
Ванкель	0,4...6,0	0,2...1,2	0,8...14

На выход токсичных веществ существенное влияние оказывают тип камер сгорания и принятый метод организации рабочего процесса. По одним данным [1], дизели с разделенной камерой сгорания (вихрекамерные и предкамерные) имеют в $10...12$ раз меньший удельный выброс углеводородов, в 4 раза меньший выброс окиси углеводорода и в 2 раза меньший выброс окислов азота по сравнению с однокамерными.

По другим данным [8], наименьший общий уровень выброса обеспечивают отдельные камеры сгорания. На рис. 19.1 и 19.7 видно, что токсичность существенно различается даже для дизелей с близкими способами смесеобразования.

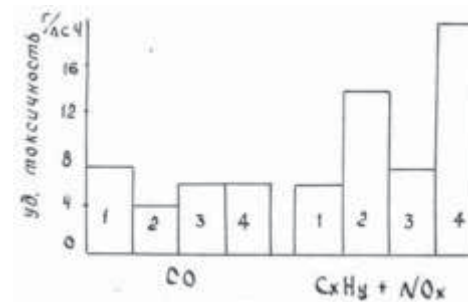


Рис. 19.1. Токсичность двигателей с различными камерами сгорания.

- 1 – камера Гессельмана;
- 2 – камера ЯМЗ;
- 3 – вихрекамера;
- 4 – Фиат 2131.

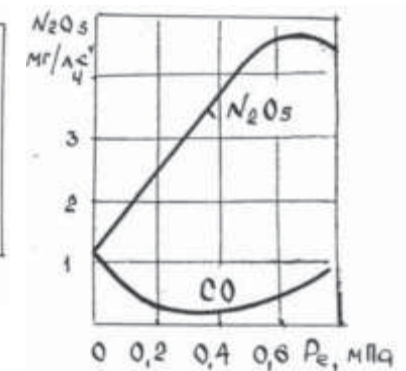


Рис. 19.2. Влияние нагрузки на токсичность дизеля.

Как показано на рис. 19.2 и 19.3, токсичность зависит от нагрузки на двигатель, причем характер изменения показателей токсичности дизелей отличается от характера изменения токсичности карбюраторных двигателей.

Повышение частоты вращения коленчатого вала (рис. 19.4) увеличивает токсичность, что вызвано, вероятно, сокращением времени на смесеобразование и сгорание.

В США были приняты калифорнийские нормы на токсичность автомобилей (табл. 19.3).

Таблица 19.3.

Калифорнийские нормы токсичности.

	CO	CxHy	Nox
Калифорнийские нормы, г/км	4,36	0,244	0,25
Выброс среднего автомобиля, г/км	23	2,03	2,0

19.2. Влияние различных факторов на токсичность ДВС.

Токсичность зависит от типа двигателя (табл. 19.4, 19.5, 19.6).

Таблица 19.4.

Вещества	Удельное содержание, г/кВт·ч	
	Карбюраторные	Дизели
Окиси углерода (CO)	70...180	4...5,5
Окиси азота (NOx)	27	12...19
Углеводороды (CxHy)	14...140	2...4,0
Альдегиды	3,4	0,14...0,2
Сернистый ангидрид	0,28	0,95
Сажа (C)	0,4	1,4...2,0

Таблица 19.5.

Относительное содержание (%) токсичных веществ дизеля и карбюраторных двигателей.

CO	CxHy	NOx	C
22%	30%	52%	78%
78%	70%	48%	22%

ется и испаряется в основном за счет теплосодержания части заряда в зоне топливных струй, т.е. смесеобразование происходит в основном объеме.

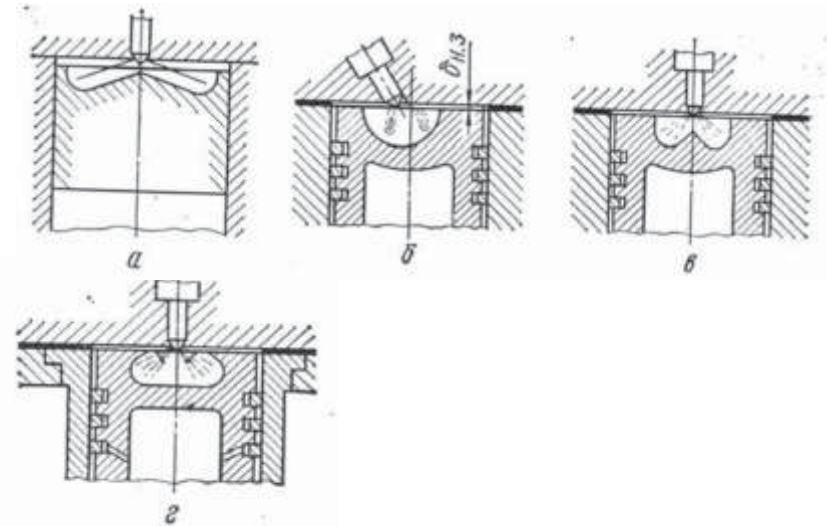
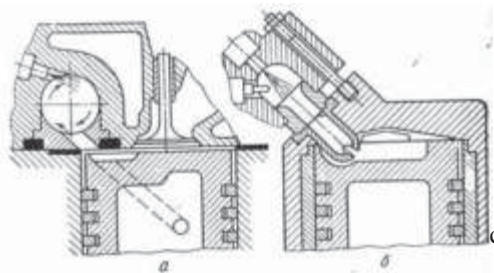


Рис. 4.1. Формы камер сгорания автотракторных дизелей.

При отношении диаметра камеры сгорания к диаметру цилиндра 0,35...0,75 и форме показанной на Рис. 4.1 б, в, повышается интенсивность вихрей за счет увеличения поверхности вытеснителей. Такие камеры обычно называют полуразделенными, например дизели ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238.

Пленочное смесеобразование. Основная масса топлива (90...95%) впрыскивается в простеночную зону и 5...10% в объем. В форсунке два отверстия. Факел топлива направляется под острым углом на стенку камеры сгорания, чтобы образовалась тонкая пленка топлива толщиной 0,01...0,015 мм. Дизель может работать при таком смесеобразовании от тяжелых топлив до бензина. Скорость нарастания давления в этих камерах в пределах $\Delta P/\Delta \varphi = 0,3...0,45$ МПа/град при максимальном давлении цикла 6...8 МПа, степень сжатия может достигнуть 24...26 максимальное давление впрыска 30...35 МПа, удельный эффективный расход топлива 218...255 г/(кВт·ч). Такое смесеобразование получило название М-процесс (по фамилии его создателя инженера Мейра). К недостаткам пленочного смесеобразования можно отнести ухудшение пусковых качеств холодного двигателя в связи с низкой температурой стенок.

Объемно-пленочное смесеобразование (комбинация объемного и пленочного смесеобразования) предусматривает подачу части топлива на стенки камеры сгорания и части в объем воздушного заряда. Такое смесеобразование получило наибольшее распространение на отечественных дизелях, в которых применяются полуразделенные камеры сгорания типа ЦНИДИ (Рис. 4.1 г), которые ближе пленочному, где 35...40% цикловой подачи попадают на стенку. К объемно-пленочным смесеобразованиям относятся также камеры (Рис. 4.1 б, в).



Смесеобразование в разделенных камерах сгорания (вихрекамеры и предкамеры). Разделенные камеры сгорания включают основную и вспомогательную полости, соединенные между собой.

Рис. 4.2. Схема разделенных камер сгорания: а – с дополнительной вихревой камерой; б – с дополнительной предкамерой.

Относительный объем вихревой камеры $V_v/V_c = 0,5...0,7$ (Рис. 4.2 а), в ней возникает вращательное движение воздуха во время такта сжатия с большей скоростью (100...200 м/с), в который впрыскивается топливо.

Процессы смесеобразования в предкамере и в вихревой камере отличаются тем, что в первой не образуется направленное вихревое движение воздуха. Относительный объем предкамеры составляет $V_{п} = (0,25...0,4) V_c$, он меньше чем у вихрекамеры (Рис. б). У этих камер сгорания больше отношение поверхности камеры сгорания к объему (F/V_c), поэтому больше потерь в систему охлаждения, больше гидравлические потери, что приводит к ухудшению топливной экономичности, хуже пусковые качества двигателя, поэтому применяется выше степень сжатия ($\epsilon = 20...21$). Преимущество этих камер состоит в том, что можно применять топливо с меньшим цетановым числом, односплошные форсунки с диаметром сопла 0,5...1 мм, низким давлением впрыска 12...15 МПа. Двигатели с такими камерами обладают меньшей токсичностью отработавших газов.

Краткая характеристика камер сгорания приведена в таблице, более подробно о характеристиках камеры можно познакомиться в литературе [1, 2, 3].

Таблица 4.1.

Краткая характеристика камер сгорания дизелей.

Наименование камеры	Марка двигателя	P_c , МПа	α	q_{c_0} , г/кВт·ч	P_{max} , МПа	$dp/d\phi$, МПа/град
1. Неразделенная камера с непосредственным впрыском и объемным смесеобразованием (Рис. а, в).	В-2, Д-6, ЯМЗ-204, ЯМЗ-236, ЯМЗ-238.	0,6...0,65	1,6...2,0	217...237	7,5...8,5	0,8...1,2
2. Полуразделенная камера типа ЦНИДИ-ЧТЗ с объемно-пленочным смесеобразованием. (рис.4.1г)	Д-65, Д-108, Д-100, Д-130, Д-170, Д-240, СМД-14К, СМД-17КН	0,6...0,8	1,2...1,8	229...240	6,5...7,2	0,6...0,8
3. Полуразделенная камера с объемно-	А-01, А-41, ЯМЗ-240,	0,6...0,9	1,5...1,8	230...245	7...9	0,5...0,8

отработавших газов автомобилей с бензиновыми двигателями и методы их определения. Проверка содержания СО и СН производится на двух режимах холостого хода: минимальной частоте вращения холостого хода $\eta_{хх}$ и повышенной частоте вращения холостого хода η - от 2000 до 0,8 об/мин. На первом режиме допустимое содержание СО составляет 1,5% и СН для двигателей с числом цилиндров до 4 - 1200 млн⁻¹ и для двигателей с числом цилиндров более 4 - 3000 млн⁻¹. На втором режиме допустимое содержание СО составляет 2% и СН для двигателей с числом цилиндров до 4 - 600 млн⁻¹ и для двигателей с числом цилиндров более 4 - 1000 млн⁻¹.

ГОСТ 21393-75 распространяется на грузовые автомобили и автобусы с дизелями, находящиеся в эксплуатации, и устанавливает допустимые нормы и методы измерения дымности отработавших газов на режиме максимальной частоты вращения холостого хода 15%; на режиме свободного ускорения для дизелей без наддува 40%, с наддувом - 50%. Измерение дымности проводят не реже чем при техническом обслуживании №2, после ремонта и регулировки узлов и систем автомобиля, влияющих на дымность, после заводской обкатки новых и капитально отремонтированных автомобилей, а также при годовых технических осмотрах и выборочной проверке технического состояния автомобилей на линии.

ГОСТ 17.2.2.01-84 распространяется на автомобильные дизели, проходящие стендовые испытания, и устанавливает предельно допустимые нормы и методы измерений дымности отработавших газов для режимов скоростной характеристики 45%; для режима разгона дизелей без наддува - 40%, с наддувом - 50%.

ОСТ 37.001.234-81 устанавливает допустимые нормы удельных выбросов токсичных веществ в атмосферу: окиси углерода - 9,5; углеводородов - 3,4; окислов азота - 18,35 г/(кВт·ч) при испытании автомобильных дизелей в стендовых условиях по 13-ти ступенчатому циклу.

В соответствии с ГОСТом 17.2.2.05-86 в условиях стендовых испытаний установлены следующие предельно допустимые нормы удельных выбросов вредных веществ с отработавшими газами для дизелей сельскохозяйственных и промышленных тракторов: окислов азота - 2,2; окиси углерода - 10, углеводородов - 3,5 г/кВт·ч); для комбайновых дизелей - соответственно - 25,12 и 4 г/кВт·ч). На тракторные дизели, предназначенные для использования в местах с ограниченным воздухообменом (парники, животноводческие комплексы, внутрицеховая территория и т.д.), предельно допустимые нормы выбросов с отработавшими газами: окислов азота - 13, окиси углерода - 4, углеводородов - 2 г/кВт·ч).

ГОСТ 17.2.2.02-86 нормирует дымность отработавших газов и методы ее измерения при стендовых испытаниях тракторных и комбайновых дизелей.

В соответствии с ГОСТом 12.1.005-76 установлены следующие предельно допустимые концентрации токсичных компонентов в воздухе на рабочем месте: окислов азота - 2, углеводородов - 300, бенз(а)пирена - 0,00015 мг/м³; в соответствии с ГОСТом 12.2.023-76 в салоне автомобиля установлены следующие предельно допустимые концентрации: окиси углерода - 20, углеводородов - 300, окислов азота - 5 и паров бензина - 100 мг/м³.

$K(\text{г/м}^3) = 0,001/2,24 K(\text{ч.н.м.})$. В соответствии с ГОСТом 18509-88 дымность отработавших газов $K(N)$ измеряется в $\text{М}^{-1}(\%)$; объемные доли окиси углерода W_{CO} , углеводородов $W_{\text{Сн}}$, окислов азота W_{NO} – в млн^{-1} .

Удельные выбросы вредных веществ с отработавшими газами двигателей оцениваются в г/кВтч . Оптическая плотность отработавших газов – нормируемый параметр дымности отработавших газов дизелей. Она представляет собой количество света, поглощенного частицами сажи и другими светопоглощающими дисперсными частицами отработавших газов дизелей, определяемое по шкале измерительного прибора.

Действующие нормативы приведены в табл. 19.1 и действительные выбросы современных двигателей в табл. 19.2.

Таблица 19.1.

Параметры	Нормы выброса г/кВтч и срок внедрения				
	ГОСТ 17.2.205-86 17.2.202-86	По проекту правил ЦЭ ООН	Евро-1 01.0792	Евро-2 01.10.95.	Евро-3 01.10.98
Окисла азота NO_x	22	9,2	8	7	5,4
Окислы углерода CO	10	5...6,5	4,5	4,0	<4,9
Углеводороды C_xH_y	3,5	1,3	1,1	1,1	<1,1
Твердые частицы	-		0,36	0,15	0,038
Дымность % при расходе воздуха 120 л/с	40				
Более 200 л/с, %	33				

Таблица 19.2.

Параметры	Выбросы вредных веществ г/кВтч	
	Средние выбросы отечественных двигателей	ЧТЗ Д.160.01
NO_x	20-30	22* (7,46**)
CO	10-35	10*(2,69**)
C_xH_y	7-34,9	0,16**
Дымность		15,7-37,5**

Примечание:

* - Трактор – Т-170М.01 его модификации и комплектации (Техн. описание), Челябинский рабочий – 1991г.

** - Данные по протоколу испытаний ГосНИИПТ №401307.

Шум нормируется на расстоянии 1м от двигателя и не должен превышать 80 дБ(А).

Как видно из таблиц, показатели токсичности отечественных двигателей не соответствуют нормативным.

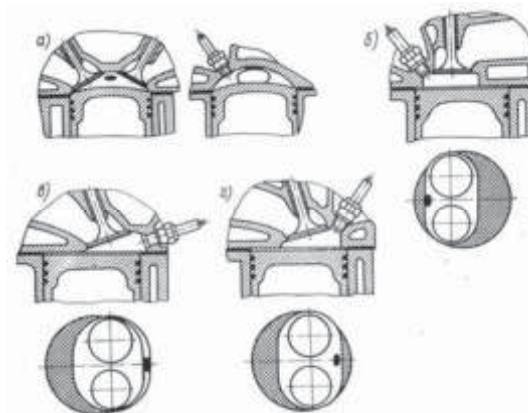
В нашей стране введен в действие ряд отраслевых и государственных стандартов по охране природы и, в частности, по нормам и методам измерений токсичных компонентов отработавших газов. Например, ГОСТ 17.2.2.03-87 устанавливает допустимые нормы содержания окиси углерода и углеводородов и

пленочным смесеобразованием (Рис. б, в).	КАМАЗ, Д-144, Д-145, Д-376.					
5. Полуразделенная камера с пленочным смесеобразованием, М-процесс.		0,75...0,8 2	1,2...1,4	229...244	6...7	0,3...0,4
5. Разделенная с предкамерой (Рис.4.2 б)	КМД-46	0,5...0,65	1,2...1,5	270...285	5...6	0,3...0,4
6. Разделенная с вихрекамерой (Рис.4.2 а)	Д-50, СМД-14	0,6...0,7	1,15... 1,25	240...270	5,5...6,5	0,4...0,5

4.2. Смесеобразование в двигателях с искровым зажиганием.

В двигателях с искровым зажиганием применяются следующие способы внешнего смесеобразования: карбюраторный, впрыск легкого топлива во впускной трубопровод; (моновпрыск и распределительный впрыск, впрыск в камеру сгорания) послойное и форкамерно-факельное.

При конструировании камер сгорания обычно стремятся выбрать такую схему (рис.4.3,а-г), которая обеспечила бы наибольшую компактность и возможность расположения свечи от центра (полусферическая 4.3.а). В тоже время иногда менее компактные камеры при обеспечении большей турбулизации заряда (плоскоовальная, клиновья и полуклиновья) обладают более высокими антидетонационными свойствами. (рис. 4.3. б, в, г).



Наиболее широко получил карбюраторный способ смесеобразования. Процесс приготовления смеси называется карбюрацией, а прибор где образуется топливо - воздушная смесь, соответствующего состава называется карбюратором.

Состав смеси характеризуется коэффициентом избытка воздуха α , который есть отношение действительного количества воздуха G_v к теоретически необходимому для полного сгорания топлива $L_0 G_T$

Рис. 4.3. Схема некоторых типов камер сгорания карбюраторных двигателей: а – полусферическая, б – плоскоовальная, в – клиновья, г – полуклиновья.

$$\alpha = G_B/L_0 \cdot G_T$$

где L_0 – необходимое количество воздуха, кг, для полного сгорания одного кг топлива

G_T – часовой расход топлива, кг/ч.

Смесь при $\alpha = 1$ называется **нормальной**, при $\alpha = 1 \dots 1,15$ – **обедненной**, такая смесь обеспечивает максимальную экономичность ($q_e = \min$) за счет полного сгорания топлива; при $\alpha = 1,15 \dots 1,3$ – **бедной**, такая смесь горит медленно и может гореть весь такт расширения. Длительная работа на такой смеси может привести к перегреву двигателя, прогоранию впускных клапанов. При $\alpha = 0,8 \dots 1,0$ смесь называется **обогащенной**, она обеспечивает максимальную мощность, но при этом возрастает расход топлива из-за неполного сгорания. При $\alpha = 0,4 \dots 0,7$ смесь называется **богатой**, такая смесь допустима только при пуске.

Таким образом для работы двигателя необходима смесь разного состава: при пуске $\alpha = 0,4 \dots 0,7$, на холостом ходе и малой нагрузке $\alpha = 0,8 \dots 0,9$, при дальнейшем увеличении нагрузки (мощности) постепенное обеднение смеси до $\alpha = 1,15$. Для получения полной мощности смесь необходимо снова обогатить до $\alpha = 0,85 \dots 0,9$. Зависимость α от нагрузки называется характеристикой идеального карбюратора (Рис. 4.4).

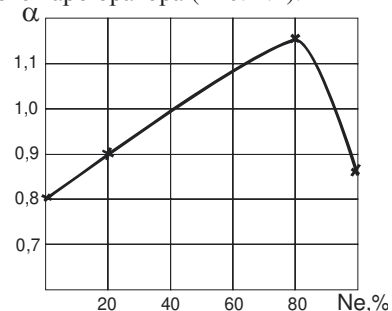


Рис. 4.4. Идеальная характеристика карбюратора

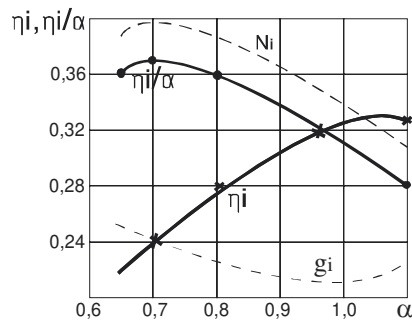


Рис. 4.5. Влияние коэффициента избытка воздуха на индикаторные показатели ДВС.

В свою очередь от состава смеси зависят основные показатели работы двигателя Рис. 4.5, при $\alpha = 0,75 \dots 0,8$ отношение η_i/α принимает максимальное значение, которое обеспечивает при этом составе максимальную мощность при $\alpha = 1,15$ величина η_i становится максимальной, что обеспечивает минимальное значение g_i .

Смесь необходимого состава готовится в карбюраторе специальными устройствами. Богатая смесь при пуске обеспечивается закрытием воздушной заслонки и перекрытием дроссельной заслонки, топливо при этом как правило поступает минуя смесительную камеру. Малое количество воздуха и относительно большое количество топлива обеспечивает богатую смесь.

На холостом ходе и малой нагрузке обогащение смеси осуществляется за счет специальной системы холостого хода.

ЛЕКЦИЯ 19. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ТОКСИЧНОСТЬ ДВС.

План.

- 19.1. Образование токсичных веществ в ДВС и их нормирование.
- 19.2. Влияние различных факторов на токсичность ДВС.

5.1. Образование токсичных веществ в ДВС и их нормирование.

По оценкам специалистов, ежегодно во всем мире энергетическими установками выбрасывается в атмосферу окиси углерода более 300 млн.т, сернистого андигрида – более 150 млн.т, твердых веществ более 100 млн.т, окислов азота более 500 млн.т и много других вредных для человека веществ. На долю ДВС приходится 60...70% всех выбросов, или более 420 млн.т.

При сгорании в ДВС 1кг бензина [2] при средних режимах работы выделяется примерно 300...310г токсических компонентов (225г окиси углерода, 55г окиси азота, 1...1,5г сажи и др.).

При сгорании 1кг дизельного топлива выделяется около 80...100г токсичных компонентов (20...30г окиси углерода, 20...40г окислов азота, 4...10г углеводорода, 10...30г окислов серы, 0,8...1,0 альдегидов, 3...5г сажи и др.).

Наиболее опасны для человека, животного и растительного мира окислы азота (NOx), сажа (C), альдегиды (RCHO), окислы углерода (CO), углеводороды (CxHy), бенз(а)пирен (C20H12), окиси серы (SOx), аммиака (NH3), окиси свинца.

Сгорание в ДВС топлива (топливо состоит из углерода (C), водорода (H), кислорода (O2) и др. составляющих) происходит при присутствии воздуха (воздух состоит из 0,23 O2 и 0,77 N), сопровождается образованием указанных выше токсичных веществ.

CO образуется в основном, когда в смеси недостаток кислорода и происходит неполное сгорание топлива.

NOx в отработавших газах более 90%, образуются, когда максимальная температура в процессе сгорания превышает 2200K и больше в смеси O2 и N.

C – сажа образуется в результате термического распада топлива в зонах камеры сгорания, где $\alpha < 0,3$ и температура больше 1200K.

CxHy образуется в низкотемпературных зонах у стенок камеры сгорания, где пламя гасится, при чрезмерном обеднении смеси и при пропусках воспламенения.

Альдегиды образуются перед горением, а также на такте расширения и выпуска, когда есть пленка масла и топлива.

Соединение свинца образуются при сгорании этилированного бензина.

Сернистый газ и сероводород образуются при сгорании серы, содержащейся в топливе.

Подробнее об образовании токсичных веществ можно ознакомиться по литературе [1...7].

Концентрация вредных веществ в воздухе выражается тремя способами, отличающимися единицами измерения, объемными процентами K(%), объемными миллионными частями K(ч.н.м.) и содержащимися в м³ K(г/м³). Связь между ними выражается следующими соотношениями: K(%) = 0,0001 K(ч.н.м.); K(%) = 2,24 μ · K(г/м³), где μ - малярная масса рассматриваемого компонента;

Подтверждением вышеизложенного послужат сведения, приведенные в табл. 18.1, где показано, как влияют нарушения регулировок топливной аппаратуры дизеля на увеличение износа шатунных подшипников и цилиндров двигателя.

Увеличение угла опережения впрыска с 15 до 35°, кроме того, вызывает повышение температуры поршня с 330 до 390°C.

Таким образом, долговечность работы двигателя может быть снижена при жесточенных условиях эксплуатации, неправильном выборе режимов работы двигателя, неправильной регулировке его механизмов.

Таблица 18.1

Влияние нарушения регулировок топливной аппаратуры дизеля на износ.

Нарушение регулировок топливной аппаратуры дизеля	Увеличение износа, %	
	Шат.подш.	Цилиндр
Увеличение угла опережения впрыска на 20%	147	139
Уменьшение угла опережения впрыска на 20%	138	167
Увеличение цикловой подачи топлива на 22% по сравнению с ТУ	178	156
Уменьшение давления впрыска на 40%	187	134
Увеличение угла опережения впрыска на 21%, цикловой подачи на 22%, снижение давления впрыска на 40%	197	190
Уменьшение угла опережения впрыска на 29%, увеличение цикловой подачи на 22%, снижение давления впрыска на 40%	230	241

В данной лекции не ставилась задача раскрыть все причины снижения долговечности ДВС в условиях с.-х. эксплуатации, а лишь обращено внимание на то, что реальная эксплуатация может либо сохранить заложенную долговечность, либо свести ее к минимуму. Это будет зависеть от профессионализма и желания обслуживающего двигатель персонала, которые возможно появятся при дальнейшем изучении процессов. Происходящих в двигателе.

Обеднение смеси по мере увеличения нагрузки обеспечивается компенсацией в главной дозирующей системе, которое в различных карбюраторах создается за счет изменения разрежения в диффузоре, пневматическим торможением топлива, применением, двух жиклеров и т.п.

Обогащение смеси при полной нагрузке создается с помощью экономайзера. Резкое обогащение смеси при интенсивном нажатии на педаль акселератора достигается с помощью ускорительного насоса [2, 4].

Послойное смесеобразование. К наиболее существенным недостаткам карбюраторных систем питания относится неравномерное распределение топлива по отдельным цилиндрам двигателя, который достигает до 10...20% и невозможность воспламенения смеси при $\alpha > 1,35$.

Сжигание обедненных смесей может быть достигнуто расслоением заряда суть которого состоит в том, что к свече подается обогащенная смесь, а по мере удаления от нее обедняется. Это достигается созданием специальной формы камер сгорания.

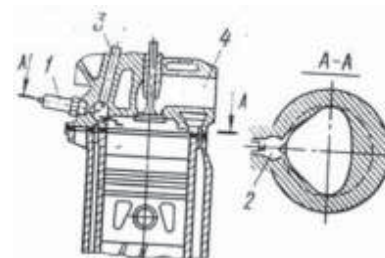


Рис. 4.6. Принципиальная схема двигателя с форкамерно-факельным зажиганием:

1-искровая свеча; 2-форкамера; 3-канал для ввода в форкамеру богатой смеси; 4-впускной канал для подачи в цилиндр обедненной смеси.

Форкамерно-факельное зажигание. При этом способе смесеобразования в цилиндре двигателя на такте впуска поступает бедная смесь (Рис.4.6) ($\alpha = 1,5...1,6$), а в форкамеру соединенную с основной и где установлена свеча зажигания, – богатая смесь ($\alpha = 0,6...0,7$). В конце такта сжатия в форкамере смесь воспламеняется и факел перетекает в основную камеру воспламеняя обедненную смесь. За счет полного сгорания смеси повышается экономичность на средних нагрузках на 10...15%, на холостом ходе до 2 раз. При этом существенно снижается токсичность, вследствие обеднения смеси.

Впрыскивание бензина (инжекторная система) чаще всего производится во впускной трубопровод, а иногда в цилиндры двигателя. При этом в основном применяется электронное регулирование подачи топлива. Такая подача топлива обеспечивает однородность смеси, точную дозировку топлива на каждый цилиндр. При впрыскивании бензина увеличивается мощность до 15%, улучшается приемистость двигателя, повышается экономичность, снижается токсичность. Более подробно можно ознакомиться об этом в специальной литературе.

Таблица 4.2.

4.3. Сравнение смесеобразований в двигателях с искровым зажиганием в дизелях.

№ п/п	Показатели	Двигатели с искровым зажиганием	Дизели
1	Продолжительность смесеобразования в градусах ПКВ	240...250	5...20
2	Качество смеси	Однородное	Не однородное
3	Коэффициент избытка воздуха (α) при N_e max	0,85...0,95	1,2...1,6
4	Использование заряда воздуха	Хорошее	Недостаточное
5	Максимальное давление сгорания	Зависит от нагрузки	Мало зависит от нагрузки
6	Степень сжатия, ϵ	6...9	15...18
7	Удельный расход топлива g_e , г/кВтч	300...310	210...250
8	Загрузка цилиндров	Не равномерное	Равномерное
9	Токсичность, мг/кВт·ч	CO = 54...136 NO _x = 0,8...2,7 C _x H _y = 16...150 C = 0,4...0,5	CO = 0,29...7,0 NO _x = 0,7...2,7 C _x H _y = 0,8...1,6 C = 1,4...2,0
10	Распределение топлива по отдельным цилиндрам	Не равномерно до 10...20%	Равномерное

Литература:

1. Вибе И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания. Конспект лекций. Челябинск, ЧПИ, 1974.
2. Архангельский В.М. и др. Автомобильные двигатели. Учебники для вузов. М.: Машиностроение, 1967.
3. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. М.: Колос, 1992.
4. Хачиян А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Учебник для вузов. -М.: Высшая школа, 1978г. -280с.

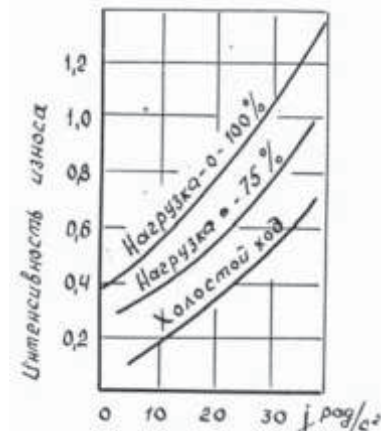


Рис. 18.14. Влияние ускорения коленчатого вала на интенсивность износа.

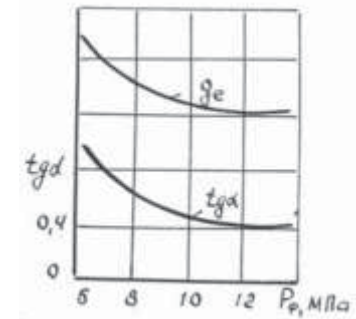


Рис. 18.15. Влияние затяжки пружины Форсунок.

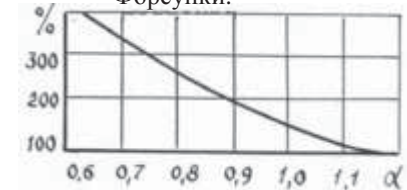


Рис. 18.16. Влияние состава смеси на износ цилиндра.

Состав смеси оказывает влияние не только на мощность и экономичность, но, как видно из рис. 18.16, на износ. Снижение коэффициента избытка воздуха приводит к большему относительному содержанию топлива в смеси, которое при неполном сгорании всегда происходит при обогащенных смесях, вызывает смыв смазки с зеркала цилиндра и, как результат, повышенный износ.

Установка оптимального угла опережения впрыска топлива и зажигания гарантирует максимум мощности и топливной экономичности. Оказывается, от этого угла зависит и скорость износа $tg\alpha$; (рис. 18.17), которая минимальна примерно при таких же значениях углов опережения.

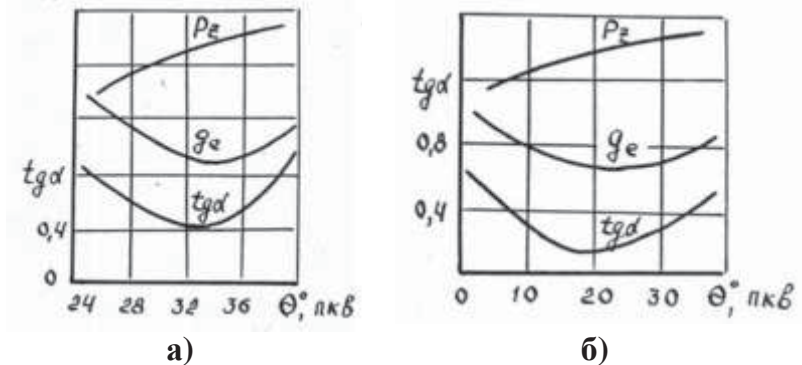


Рис. 18.17. Влияние угла опережения впрыска топлива (а) и угла опережения зажигания (б) на скорость изнашивания $tg\alpha$.

План:

- 5.1. Определение параметров процесса.
- 5.2. Влияние различных факторов на параметры процесса сжатия.
- 5.3. Выбор степени сжатия.

5.1. Определение параметров процесса.

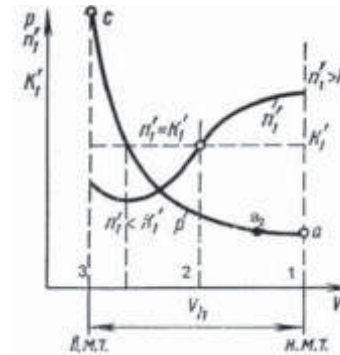
Из курса термодинамики известно, что процесс сжатия происходит по политропе. Сжатие рабочего газа в цилиндре необходимо для увеличения температуры. Процесс сжатия начинается после закрытия впускного клапана (точке a_2). Вначале хода сжатия температура заряда ниже средней температуры деталей ЦПГ, тепло идет от стенок к газу, кривая показателя политропы сжатия n'_1 (рис. 5.1) выше точки показателя адиабаты κ ($n'_1 > \kappa'$). Напомним, что адиабатический процесс характеризуется отсутствием теплообмена с окружающей средой. В точке 2 температура стенок и газа становятся равными за счет сжатия заряда, температура которого повышается, поэтому показатели политропы сжатия n_1 , и адиабаты κ также становятся равными ($n'_1 = \kappa'$). На участке 2-3 за счет сжатия температура заряда становится выше, чем температура стенок, теперь тепло идет от газа к стенкам, а значит показатель политропы сжатия становится меньше показателя адиабаты $n'_1 < \kappa'$.

В дизеле к концу сжатия необходимо (для надежного самовоспламенения топливовоздушной смеси), чтобы температура воздуха к моменту впрыска топлива была больше температуры самовоспламенения на всех режимах работ, в том числе при пуске.

$$T_c > T_s$$

Причем температура в конце сжатия T_c должна превышать температуру самовоспламенения топлива T_s на 200-400⁰С.

Рис. 5.1. Изменение давления p и показателя политропы n'_1 в такте сжатия.



В двигателе с воспламенением от искры температура в конце сжатия ограничивается возникновением преждевременного воспламенения, т.е.

$$T_c < T_s$$

Таким образом, в реальном двигателе процесс сжатия протекает по сложному закону. На показатель политропы кроме теплообмена влияют такие факторы как увеличение утечек газа через неплотности цилиндра (поршневые кольца, клапаны), дозарядка цилиндра в связи с запаздыванием закрытия впускного клапана. Процесс сжатия в реальных двигателях осуществляется по политропе с переменным показателем n_1 . При расчетах процесса сжатия принимает показатель политропы сжатия постоянным средним по ходу поршня

$$n_1 = (lq p_c - lq p_a)/lq\varepsilon$$

Знание закономерностей изнашивания при различных режимах работы двигателя, несомненно, подскажет эксплуатационнику правила работы, тактику использования двигателя и его рациональную эксплуатацию для долговечной работы.

18.3. Влияние технического состояния и регулировок на долговечности двигателя.

В предыдущих лекциях сказано, что техническое состояние и регулировки двигателя влияют на мощность двигателя, на его экономичность по топливу и маслу. Здесь заострим внимание на некоторых аспектах, влияющих на долговечность двигателя.

В период эксплуатации двигателя зазор в коренных подшипниках увеличивается, что приводит к росту расхода смазки через них и, несмотря на то, что клапан главной масляной магистрали по мере износа будет большую часть времени закрыт, давление в главной магистрали будет снижаться (рис. 4.13), пока не достигнет предельного значения равного примерно 0,1 МПа. Дальнейшая эксплуатация двигателя недопустима, так как при этом снижается минимальная толщина слоя смазки вследствие увеличения торцевых утечек из подшипника, приводящих к снижению несущей способности. Поэтому при заведомо исправной системе смазки давление в главной магистрали может служить диагностическим показателем износа подшипников коленчатого вала.

При значительном износе поршня, поршневых колец (в результате чего нарушается герметичность камеры сгорания, увеличивается зазор между поршнем и гильзой) будет происходить интенсивный угар масла, который дополнительно вызывает отложение нагара, залегание колец и в итоге – прогрессирующий износ. Поэтому при увеличении расхода масла следует опасаться интенсивного износа, а сам факт повышенного расхода должен также служить диагностическим показателем износа ЦПГ и сигналом к ремонту.

Правильная регулировка топливopодающей системы также может быть фактором снижения износа. Так, наряду со снижением удельного расхода топлива (рис. 18.15) увеличение затяжки пружины форсунки уменьшает скорость износа цилиндра, что связано с улучшением распыла топлива, его испаряемости и, следовательно, снижением периода задержки воспламенения и жесткости процесса сгорания.

Для политропического процесса

$$p_a \cdot V_a^{n_1} = p_c \cdot V_c^{n_1}$$

тогда

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = p_a \varepsilon^{n_1}$$

Температуру в точке T_c определим из характеристических уравнений

$$p_a \cdot V_a = R_a \cdot M_a \cdot T_a \quad (1)$$

$$p_c \cdot V_c = R_c \cdot M_c \cdot T_c \quad (2)$$

R_a, R_c -универсальные газовые постоянные.

Поделим второе уравнение на первое и приняв $R_a = R_c = 8314$ Дж/(Кмоль · градус), считаем, что утечки отсутствуют, т.е. $M_c = M_a$

$$\frac{P_c V_c}{P_a V_a} = \frac{T_c}{T_a};$$

$$T_c = T_a \cdot \frac{P_c V_c}{P_a V_a} = T_a \cdot \frac{P_a \varepsilon^{n_1} V_c}{P_a V_a} = \frac{T_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon} = T_a \varepsilon^{n_1-1} \text{ К.}$$

Значения давлений p_c , температуры T_c и показателя политропы сжатия n_1 для различных двигателей приведено в таблице 5.1., 5.2.

Таблица 5.1.

Тип ДВС	P_c , МПа	T_c , К
Двигатель с искровым зажиганием	0,5...1,6	400...700
Дизели без наддува	3...4,5	750...900
Дизели с турбонаддувом	6...8	950...1200

5.2. Влияние различных факторов на параметры процесса сжатия.

1. Температура на впуске. Чем ниже температура в конце впуска T_a , тем ниже P_c и T_c и при чем они могут быть такими низкими, что запуск дизеля без подогрева будет невозможен.
2. Износ деталей ЦПГ. При большем износе цилиндропоршневой группы (поршневых колец) увеличиваются утечки заряда, снижается показатель n_1 , а значит и T_c и P_c , т.е. двигатель будет плохо запускаться, снизится мощность.
3. Система охлаждения. При воздушном охлаждении температура головки и цилиндра двигателя больше, чем у двигателя с жидкостным охлаждением, поэтому у двигателей с воздушным охлаждением n_1 больше, чем двигателя с жидкостным охлаждением за счет увеличения подогрева заряда.
4. Применение алюминиевых поршней и головок цилиндров вместо чугуна увеличивает отвод теплоты, поэтому показатель политропы n_1 уменьшается.
5. Показатель политропы сжатия тем больше, чем меньше отношение поверхности камеры сгорания к его объему ($F_{пов}/V_h$). Поэтому у неразделенных камер сгорания n_1 больше, чем у отдельных:

$$n_{1 \text{ одн}} > n_{1 \text{ вихр}} > n_{1 \text{ предк}}$$
6. С увеличением нагрузки (P_c) у двигателей с искровым зажиганием n_1 увеличивается (увеличивается количество свежего заряда по мере открытия

Пуск двигателя следует отнести к частному случаю неустановившегося режима работы.

Запуск двигателя при отрицательных температурах усугубляется дополнительно тем, что с понижением температуры увеличивается вязкость смазки, в результате чего смазка поступает к трущимся деталям с большей задержкой [В] (даже при -15°C смазка в коренных подшипниках отсутствует в течение 120с), что приводит к возрастанию сопротивления проворачивания коленчатого вала, особенно в двух первых фазах пуска. Характер изменения интенсивности изнашивания деталей двигателя в ходе пуска показан на рис. 4.12. Здесь можно выделить три характерных фазы: наиболее интенсивное изнашивание в начальный период пуска, когда масло еще не поступило к трущимся поверхностям, быстрое снижение интенсивности изнашивания в связи с поступлением смазки, монотонное снижение интенсивности по мере прогрева дизеля.

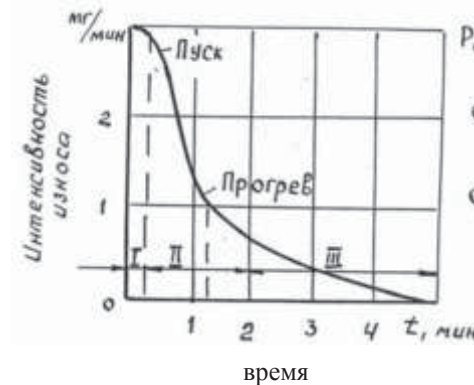


Рис. 18.12. Изменение интенсивности износа цилиндра в процессе пуска двигателя.



Рис. 18.13. Влияние зазора в подшипниках на давление в главной масляной магистрали.

Исследованиями [13] показано, что даже при положительной температуре окружающей среды ($+15^\circ\text{C}$) масло к трущимся деталям поступает через 6...10с.

Применение предпусковой прокачки масла системы смазки, существенно снижает задержку появления масляной пленки на коренных подшипниках до 1...2с. Опыт показывает, что изнашивание дизеля за один пуск равноценно работе его под нагрузкой в течение нескольких часов. Например, 100 холодных пусков тракторного дизеля ДТ-54А соответствует износу при 500...1000 часов обычной работы [14]. Эксплуатационные износы при пуске оцениваются 26...30% летом и 45...65% зимой, при этом 80% износа приходится на собственно пуск.

Ускорение коленчатого вала при неустановившемся режиме, вызывают интенсивный рост нагрузок на детали и, как следствие, увеличение интенсивности изнашивания (рис. 4.14), причем, чем выше колебания нагрузки (сравните холостой ход и разгон при изменении нагрузки 0...100%), тем выше интенсивность износа.

Рис. 18.8. Влияние температуры цилиндра на его износ.

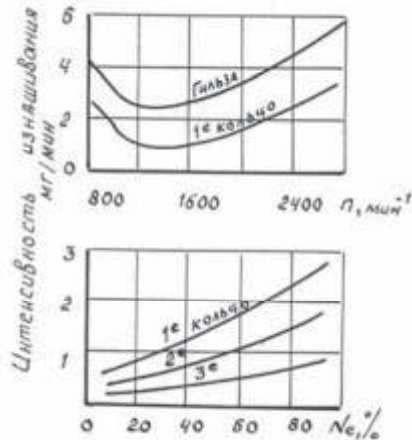


Рис. 18.10. Влияние частоты вращения и загрузки на износ.

От скоростного и нагрузочного режима работы двигателя, зависят нагрузки на пары трения. Первый формирует инерционные, второй газовые составляющие нагрузок на детали КШМ. Поэтому как повышение частоты вращения коленчатого вала, так и увеличение мощности вызывают возрастание износа (рис. 18.10).

Неустановившийся режим работы двигателя приводит, как было изложено в предыдущих лекциях, к снижению мощностных и экономических показателей работы ДВС. К сожалению, до сих пор не выяснен механизм действия неустановившегося режима работы двигателя на параметры слоя смазки пар трения. Что пагубно сказывается на них – переменная скорость вращения, переменная нагрузка; пульсация смазки или совокупность этих воздействий, приводящих к нарушению жидкостного режима трения? Практика эксплуатации показывает, что двигатели, работающие на установившемся режиме, например, в составе электростанций, отработывали десятки лет, в то же время эти же двигатели на тракторе едва ли отработывают 4...6 тыс. моточасов. Об этом же свидетельствуют данные, приведенные на рис. 18.9 и 18.11, где видно, что при одном и том же коэффициенте загрузки двигателя износ (по содержанию железа в масле) может при не установившемся режиме по сравнению с установившимся возрасти вдвое. Чем больше цикличность изменения нагрузки (рис. 18.11; сравните установившийся режим автогрейдера и бульдозера), тем выше износ. Выяснение причин такого явления на конкретных парах трения позволит по крайней мере снизить отрицательное воздействие нагрузки на износ сопряжений.

Рис. 18.9. Влияние коэффициента загрузки двигателя на износ двигателя при работе на установившемся режиме (1) и при работе на экскаваторе (2).

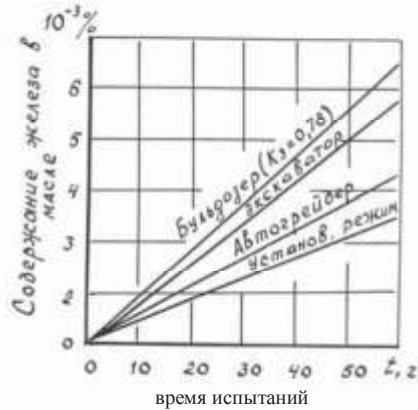


Рис. 18.11. Износ двигателя различных машин.

дроссельной заслонки) и за счет увеличения температуры стенок. У дизелей n_1 мало изменяется от нагрузки так как удельная масса воздуха уменьшается, а температура увеличивается.

7. При увеличении давления наддува P_k удельная масса заряда ($G_{заряд}/F_{пов}$) возрастает, поэтому показатель n_1 также увеличивается.

8. При увеличении частоты вращения коленчатого вала время теплообмена уменьшается, снижается утечки через ЦПГ, увеличивается температура, поэтому n_1 возрастает.

9. Показатель политропы сжатия n_1 у двигателя с искровым зажиганием меньше чем у дизеля.

Среднее значение показателя n_1 для различных типов двигателей приведено в таблице 5.2.

Таблица 5.2.

Значение показателей политропы сжатия.

Тип двигателя	n_1
С искровым зажиганием	1,34...1,39
Дизель без наддува	1,38...1,42
Дизель с турбонаддувом	1,35...1,38

5.3. Выбор степени сжатия.

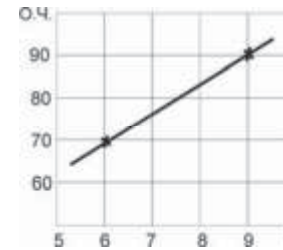


Рис.5.2.

Для бензиновых двигателей степень сжатия ϵ выбирается из условия – температура в конце сжатия должна быть меньше температуры самовоспламенения топлива $T_c < T_s$, чтобы не было преждевременного сгорания, которое находится в прямой зависимости от октанового числа бензина. Чем выше октановое число бензина (О.Ч.) рис. 5. 2, тем выше T_s , тем больше может быть степень сжатия ϵ .

При $\epsilon = 5,5$ О.Ч. = 63...68
 $\epsilon = 8,5$ О.Ч.= 92...96

Теоретически, чем больше степень сжатия, тем выше экономичность. Практически в связи с ростом механических потерь (снижение η_m), ϵ можно увеличивать до определенного предела рис. 5.3.

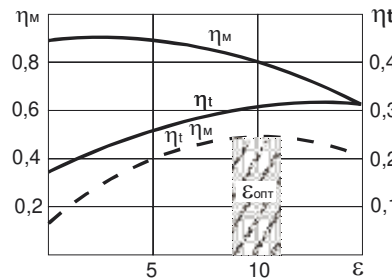


Рис. 5.3.

При увеличении ϵ возрастает термический КПД (η_t), но одновременно увеличивается P_c , что приводит к уменьшению η_m . Оптимальное значение степени сжатия ϵ_{opt} определяется по максимальному произведению $\eta_m \cdot \eta_t$. Для бензиновых двигателей $\epsilon_{opt} = 10...11$. Для дизелей, у которых смесь воспламеняется за счет температуры и давление в конце сжатия (самовоспламе-

нение). Степень сжатия для дизелей выбирается таким образом, чтобы обеспечить пуск двигателя при отрицательной температуре окружающей среды, но при увеличении ϵ возрастает мощность пускового устройства (стартера, пускового двигателя), поэтому $\epsilon_{\text{опт}} = 12 \dots 13$. Чем больше диаметр цилиндра, тем меньше выбирается ϵ , чтобы снизить нагрузки в кривошипно-шатунном механизме. Для тракторных дизелей ϵ выбирается меньше, чем для автомобильных, так как последние работают с меньшей нагрузкой.

В практике проектирования ДВС степень сжатия находится в пределах указанных в таблице 5.3.

Таблица 5.3.

Степень сжатия различных двигателей.

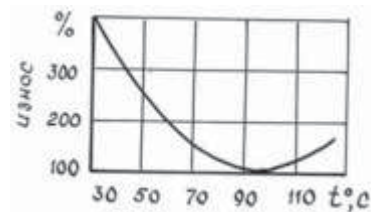
Тип двигателя	ϵ
Двигатель с искровым зажиганием	6...10
Дизели без наддува	15...22
Дизели с турбонаддувом	12...15

Более подробно о процессе сжатия можно ознакомиться в ниже приведенной литературе.

Снижение цетанового числа топлива увеличивает износ цилиндра (рис. 18.4), что также связано с увеличением периода задержки воспламенения и его последствиями.

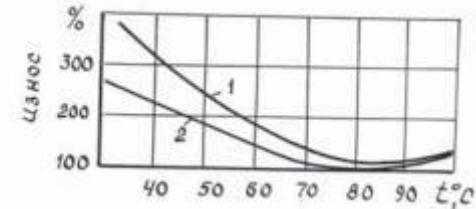
Нефтяные топлива всегда содержат серу, повышение содержания серы в дизельном топливе обуславливает рост износа (рис. 18.5). Все это при смене топлива должно настораживать эксплуатационника дизеля.

Переохлаждение и перегрев двигателя, вызываемые температурой охлаждающей жидкости либо меньше, либо больше рекомендованной заводом-изготовителем, может привести к снижению долговечности. Пониженная температура жидкости приводит к уменьшению температуры цилиндра и поршня, но поскольку поршни из алюминиевого сплава имеют больший коэффициент линейного расширения, чем чугун, из которого изготовлен цилиндр, то зазор между поршнем и гильзой увеличивается. Это приводит к смыву смазки топливом с поверхности зеркала цилиндра и поршня, закоксовыванию поршневых колец и в итоге – к увеличению износа (рис. 18.6, 18.7, 18.8).



температура охл. жидкости

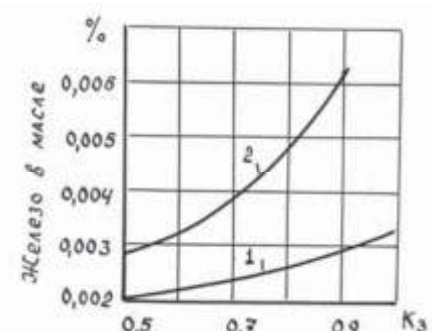
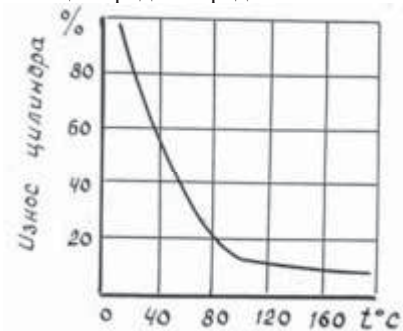
Рис. 18.6. Влияние температуры охлаждающей жидкости на износ поршневого кольца.



температура охл. жидкости

Рис. 18.7. Влияние температуры охлаждающей жидкости на износ цилиндров: 1 - двигатель Д-40; 2 - двигатель Д-28.

Повышение температуры охлаждающей жидкости (выше 95°C) снижает зазор между поршнем и гильзой, вязкость смазки, что также приводит к увеличению износа, а иногда даже и к заклиниванию поршня. Поэтому температуру охлаждающей жидкости следует поддерживать при любой температуре окружающей среды в пределах 85...95°C.



коэффициент загрузки

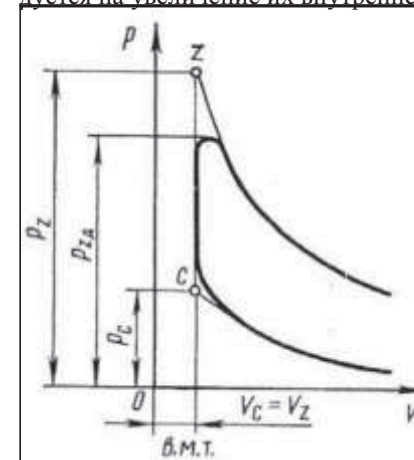
ЛЕКЦИЯ 7. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ.

План:

- 6.1. Определение температуры и давления в конце сгорания.
- 6.2. Особенности процесса сгорания.
- 6.3. Влияние различных факторов на процесс сгорания.

6.1. Определение температуры и давления в конце сгорания.

Для упрощения принимается, что сгорание происходит мгновенно при $V = \text{const}$. Газы не совершают полезной работы, а вся выделенная теплота расходуется на увеличение их внутренней энергии.



При этом допущении уравнение баланса тепла запишется следующим образом

$$Q_z = Q_c + Q_{cr}$$

Количество теплоты после сгорания (точка Z) равно количеству теплоты содержащихся в газах до сгорания (точка C) плюс количество теплоты выделившееся при сгорании (Q_{cr}).

Определим составляющие теплового баланса

$$Q_z = M_z \cdot C_v' \cdot T_z$$

$$Q_c = M_c \cdot C_v \cdot T_c$$

$$Q_{cr} = H_u \cdot \zeta$$

Рис. 6.1.

где M_z, M_c – количество газов в молях в точках Z и C соответственно;
 T_c, T_z – температура газов в соответствующих точках;
 C_v, C_v' – теплоемкости газов при постоянном объеме Дж/К моль-град;
 H_u – низшая теплота сгорания топлива МДж/кг;
 ζ – коэффициент указывающий неполноту сгорания $\zeta = 0,6 \dots 0,95$;
 Для двигателей с электронным впрыском $\zeta = 0,9 \dots 0,96$;
 Для карбюраторных двигателей $\zeta = 0,8 \dots 0,95$;
 Для дизелей с неразделенной камерой сгорания $\zeta = 0,7 \dots 0,88$;
 Для дизелей с разделенной камерой сгорания $\zeta = 0,65 \dots 0,8$;
 Для газовых двигателей $\zeta = 0,8 \dots 0,83$.
 Уравнение баланса теплоты с учетом этих зависимостей запишется следующим образом

$$\mu \cdot M_c \cdot C_v' \cdot T_z = M_c \cdot C_v \cdot T_c + H_u \cdot \xi,$$

где μ – коэффициент молекулярного изменения $\mu = M_z/M_c$
 Разделим это уравнение на M_c

$$\mu \cdot C_v' \cdot T_z = C_v \cdot T_c + H_u \cdot \xi/M_c$$

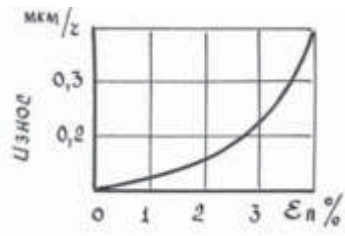


Рис. 18.1. Влияние пропуска пыли воздухоочистителем на износ первого компрессионного кольца.

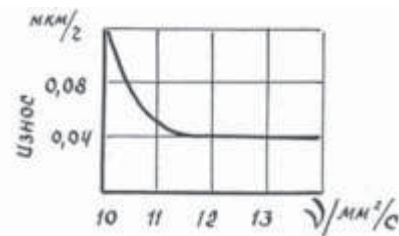
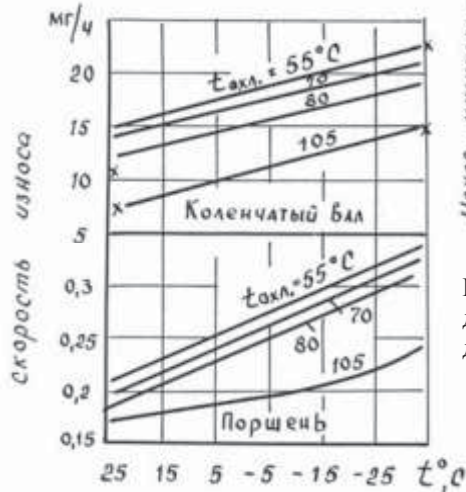


Рис. 18.2. Влияние вязкости смазки на скорость износа коленчатого вала.

Температура окружающей среды, как видно из рис. 18.3, также влияет на интенсивность износа, причем, чем ниже температура охлаждающей жидкости, тем больше интенсивность износа. Изменение температуры окружающей среды [14] от 25 до -35°C приводит к росту интенсивности изнашивания коленчатого вала на 60%, а при снижении температуры охлаждающей жидкости от 105 до 55°C наблюдается увеличение скорости износа на 30%. Аналогичный характер имеют изменения скорости износа поршней из алюминиевого сплава. Рост износа обуславливает повышение жесткости процесса сгорания из-за увеличения периода задержки воспламенения, увеличения максимального давления цикла.



температура окруж. среды

Рис. 18.3. Влияние температуры окружающей среды при различных температурах в системе охлаждения на скорость износа.

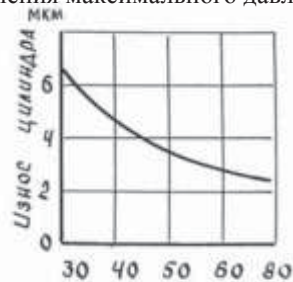
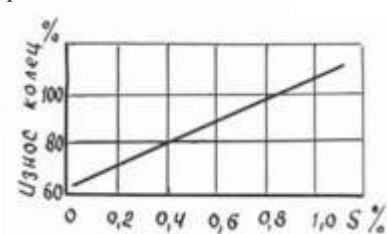


Рис. 18.4. Влияние цетанового числа дизельного топлива на износ цилиндра.



содержание серы

Рис. 18.5. Влияние содержания серы в топливе на износ колец.

$$\mu \cdot C_V' = (18,4+2,62) + (15,5+13,82) 10^{-4} T_z \quad (\text{при } \alpha < 1)$$

обозначим $C_V' = A + B T_z$, то

$$(A + B T_z) T_z = C_V \cdot T_c + H_u \cdot \xi / M_c$$

Полученная зависимость называется уравнением сгорания, решая которое можно найти температуру T_z .

$$\mu B T_z^2 + \mu A T_z - C_V N_c H_u \xi / M_c = 0$$

Для бензиновых двигателей $T_z = 2200 \dots 3100 \text{ K}$;

Для газовых двигателей $T_z = 2200 \dots 2500 \text{ K}$;

Давление p_z определим используя уравнение состояния газа в точках С и Z.

$$p_z \cdot V_z = M_z \cdot T_z \cdot R_z$$

$$p_c \cdot V_c = M_c \cdot T_c \cdot R_c$$

Допуская, что $R_z = R_c = 8314 \text{ Дж/К моль град.}$ и разделив первое уравнение на второе получим

$$p_z \cdot V_z / p_c \cdot V_c = M_z \cdot T_z / M_c \cdot T_c = R_z / R_c, \text{ так как } V_z = V_c, \text{ то}$$

$$p_z = \mu \cdot p_c \cdot T_z / T_c$$

Это уравнение не учитывает увеличение объема к моменту достижения максимального давления, поэтому принимается

$$P_{\text{дейст.}} = 0,85 P_{z,\text{расч}}$$

Для бензиновых двигателей $p_z = 3,5 \dots 7,5 \text{ МПа}$;

Для газовых двигателей $p_z = 3,0 \dots 5 \text{ МПа}$;

6.2. Особенности процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием.

Рассмотрим изменение давления в цилиндре p температуры T в зависимости от угла поворота кривошипа φ (Рис. 6.2.).

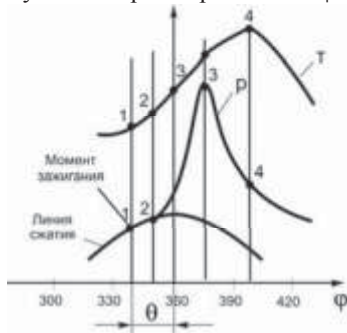


Рис.6.2.

Не доходя до верхней мертвой точки на такте сжатия на угол опережения зажигания θ , в свече возникает искра (точка 1). Однако линия сгорания и линия сжатия на участке 1...2 совпадают. В этот период (1-2) происходит формирование начального очага пламени.

На участке 2-3 пламя распределяется по всему объему камеры сгорания и в точке 2 линия сгорания начинает отрываться от линии сжатия и происходит резкое нараста-

ние давления и температуры. Этот период называют периодом быстрого сгорания.

совершенствование подшипниковых материалов, выдерживающих высокие удельные нагрузки до 40...50 МПа, обладающих хорошей прирабатываемостью и низким коэффициентом трения при масляном голодании [6...9];

совершенствование смазок за счет различных присадок [7]

создание жидкостного режима трения в подшипниках и сопряжениях ЦПГ за счет оптимизации конструкции [10; 11; 12; 13].

Как было сказано ранее, хорошо сконструированные и изготовленные двигатели в условиях с.-х. эксплуатации могут существенно улучшить свои параметры. На этом остановимся подробнее.

18.2. Влияние условий эксплуатации и режимов работы двигателя на долговечность.

При эксплуатации автомобилей на сухих грунтовых дорогах в воздухе может содержаться 0,3...0,4 г/м³ кварцевой пыли. При вспашке пара вокруг трактора может содержаться до 0,3...0,5 г/м³ пыли.

Оценим количество пыли, которое может попасть в цилиндр, на примере двигателя Д-240:

$$V_h \cdot i = 4,75 \text{ л};$$

$$n = 2200 \text{ мин}^{-1}$$

Потребление воздуха:

$$G_B = 0,12 V_h \cdot i \cdot \frac{n}{\tau} = 313,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

При концентрации пыли в воздухе 0,4 г/м³ в цилиндре может оказаться при отсутствии воздухоочистителя:

$$G_n = 0,4 \cdot G_B = 125 \text{ г/ч}.$$

Коэффициент очистки воздухоочистителя можно подсчитать по зависимости:

$$\varepsilon_n = \left(1 - \frac{\varphi_2}{\varphi_1}\right) \cdot 100\%$$

где φ_1, φ_2 — количество пыли до и после воздухоочистителя.

Воздухоочистители имеют коэффициент очистки 99,9...99,7%, при этом в цилиндре окажется 0,1...0,3 г/ч пыли, хотя пропуск пыли составляет всего 0,1...0,3%.

Попавшая пыль вызывает износ цилиндра поршня, поршневых колец. На рис. 18.1 показано изменение скорости износа первого поршневого кольца в зависимости от пропуска пыли воздухоочистителя, откуда видно, как важно при эксплуатации двигателя следить за состоянием воздухоочистителя.

При снижении температуры вязкость смазки увеличивается, что ведет к повышению толщины слоя смазки, а значит, к снижению износа (рис. 18.3).

ЛЕКЦИЯ 18. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ДВС.

План.

18.1 Влияние конструктивных факторов на долговечность.

18.2 Влияние условий эксплуатации и режимов работы двигателя на долговечность.

18.3 Влияние технического состояния и регулировок на долговечность двигателя.

На долговечность ДВС влияет множество факторов, которые можно разделить на три основные группы: конструктивные, технологические и эксплуатационные.

Первая группа факторов закладывается конструктором и по существу является первичной по отношению к остальным. Это – конструкция КШМ и уравновешенность двигателя, распределение нагрузок, удельных давлений и запас прочности на узлы, условия смазки и рациональность конструкций, тепловое состояние деталей, качество фильтрации воздуха, топлива, смазки.

Проектирование, с точки зрения затрат, часто является самым дешевым из всех этапов создания двигателя. По своим последствиям же этот этап может стать самым дорогим. Например, считается, что если своевременно исправить ошибку в научно-исследовательской работе, которая обойдется в 1руб., то на стадии опытно-конструкторских работ ее цена возрастет в 10 раз, на стадии опытного производства в 100 раз, и, наконец, на стадии серийного производства составит 1000руб.

Вторая группа факторов формируется непосредственно на моторостроительном предприятии. К ним можно отнести: точность, допуски обработки деталей, частоту обработки, качество термической обработки, упрочнение трущихся поверхностей, качество сборки, обкатки, свойств материалов, свойств покрытий. Эта группа определяет техническую культуру предприятия. При отсталой технологии можно перечеркнуть все многолетние достижения исследователей и конструкторов.

К третьей группе факторов можно отнести: режим обкатки, режимы работы, уровень и условия эксплуатации, качество и своевременность техобслуживания и ремонта, уровень подготовки кадров и многое другое. Эта группа факторов характеризует потребителя ДВС, от этих факторов зависит долговечность, заложенная конструктором и технологом, которая, к сожалению, порой сводит на нет их старания и достижения.

18.2. Влияние конструктивных факторов на долговечность.

Долговечность имеет обратную зависимость от потерь на трение в сопряжениях: чем ниже потери на трение, тем выше долговечность двигателя.

Повышению долговечности посвящено множество исследований [1...13], поэтому мы отсылаем интересующихся к специальной литературе, а здесь коротко остановимся на основных направлениях повышения долговечности пар трения. К основным направлениям повышения долговечности пар трения следует отнести:

От точки 3 до точки 4 фронт пламени завершает распространение по камере сгорания, поршень перемещается, увеличивается объем за счет чего снижается давление, а температура становится самой высокой за цикл.

Как видно из рисунка максимальное значение температуры наступает позднее максимального давления. Максимальное давление P_z устанавливается при $\varphi_z = 360 + (12...15)^\circ$ пкв

От точки 4 и далее идет процесс догорания смеси.

В точке 3, когда давление максимальное, выделяется более 70% теплоты, в фазе догорания она увеличивается до 80...85% располагаемой теплоты, оставшиеся 15% потери в стенке и потери от неполноты сгорания топлива.

Скорость тепловыделения в основной фазе сгорания (2^{ой} период) определяет нарастание давления по углу поворота ($dp/d\varphi$) и определяют динамику процесса сгорания от чего зависит «жесткость» работы двигателя.

При $\varepsilon = 6...7$ $dp/d\varphi = 0,1...0,12$ МПа/град

$\varepsilon = 9...10$ $dp/d\varphi = 0,15...0,25$ МПа/град

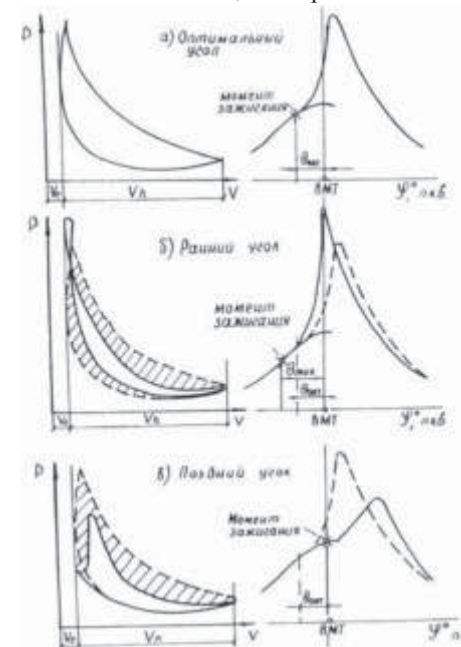
3. Влияние различных факторов на процесс сгорания.

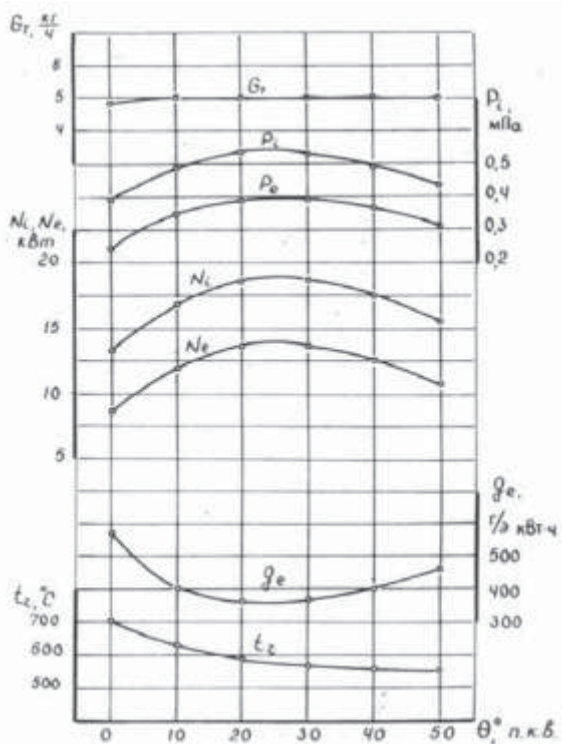
Угол опережения зажигания. При позднем угле зажигания, т.е. когда искра свечей подается вблизи ВМТ ($\theta = 0...10^\circ$) процесс сгорания (Рис. 6.3) затягивается на линию расширения и может закончиться на выпуске. Это приводит к увеличению потерь тепла в систему охлаждения (так как сгорание происходит при большом объеме), в результате чего максимальное давление в цилиндре уменьшается, уменьшается работа цикла (площадь индикаторной диаграммы становится меньше, чем при оптимальном угле зажигания).

При раннем зажигании ($\theta = 40...50^\circ$ пкв) (Рис. 6.3 б) часть работы цикла затрачивается на преодоление противодавления в цилиндре, в результате чего максимальное давление в цилиндре P_z возрастает, увеличивается жесткость работы двигателя и может наступить детонационное сгорание. Работа цикла (площадь индикаторной диаграммы) уменьшается.

При оптимальном угле опережения зажигания индикаторная работа наибольшая. (рис.6.3 а).

Рис. 6.3. Индикаторные диаграммы при разных углах опережения зажигания





На рис. 6.4 показано влияние угла опережения зажигания на основные параметры двигателя, из которой видно, что при оптимальном угле опережения (20...300) выше как мощностные (N_i , N_e) так и экономические показатели g_e .

Рис. 6.4. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания двигателя ГАЗ-51.

Увеличение частоты вращения коленчатого вала при постоянном угле опережения зажигания сдвигает процесс сгорания на линию расширения, значит угол зажигания при этом оказывается поздним, поэтому при увеличении частоты вращения коленчатого вала угол опережения должен быть увеличен. Для изменения угла опережения зажигания в зависимости от частоты вращения коленчатого вала используется центробежный регулятор, который изменяет этот угол по зависимости показанной на рис. 6.5.

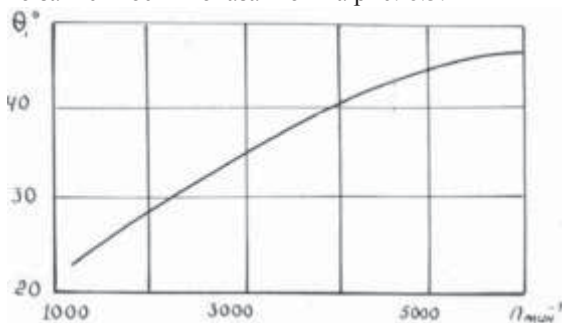


Рис. 6.5. Влияние частоты вращения на угол опережения зажигания. Характеристика центробежного регулятора.

Для корректирования угла опережения зажигания в зависимости от нагрузки на двигатель (разряжения во впускном коллекторе или степень открытия дрос-

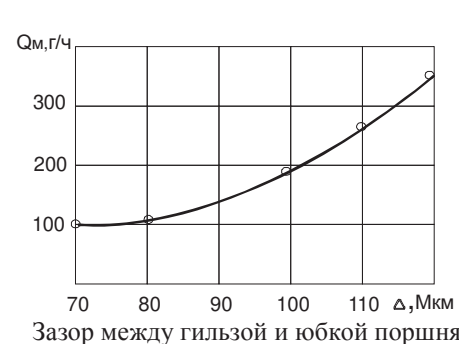


Рис.17.15. Влияние зазора между гильзой и поршнем на расход масла на угар.

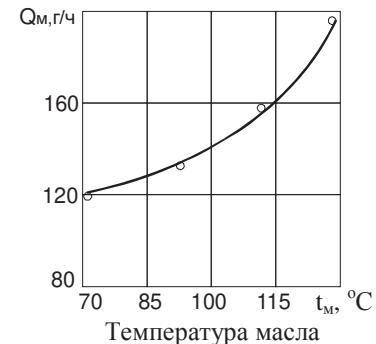


Рис.17.16. Влияние температуры масла на угар.

Чем больше зазор между поршнем и гильзой, тем больше угар масла (рис. 17.15). Однако минимизация зазора, даже с профилированной юбкой из алюминиевого сплава, затруднена из-за значительного расширения металла, диктующего установку большего зазора в холодном состоянии. С этих позиций предпочтительно иметь материал для поршня с меньшим коэффициентом линейного расширения, например, широко используемый прежде чугун. Перегрев двигателя также приводит к увеличению расхода масла на угар (рис. 17.16), т.к. при этом существенно снижается вязкость масла.

Как видно из табл. 17.5, при эксплуатации потери на мощности на безотвальной обработке могут достигнуть 25%, при этом перерасход топлива составит до 12%.

17.4. Влияние различных факторов на расход смазки на угар.

Экономичность по смазке оценивается часовым расходом масла на угар – G_M (кг/ч), относительным расходом масла C (к расходу топлива, в %):

$$C = \frac{G_M}{G_T} \cdot 100\%,$$

а также удельным расходом масла $C_{уд}$ (г/кВт·ч):

$$C_{уд} = \frac{10^3 \cdot G_M}{N_e}, \quad \text{г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

Таблица 17.6

Значение расхода смазки на угар

ДВС	C, %	$C_{уд}$, г/кВт·ч
Современные отечественные	0,6...1,2	1,2...2,4
Перспективные отечественные	0,12...0,4	0,8
Лучшие зарубежные образцы	0,2...0,3	0,7...1,0

Расход смазки на угар зависит от конструкции поршневой группы, режима двигателя, свойств масла и много другого.

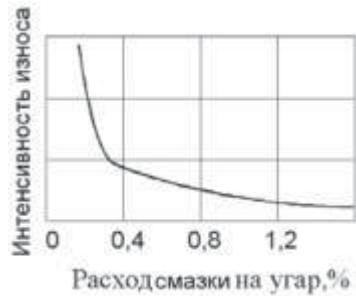


Рис.17.13. Влияние расхода смазки на износ цилиндра.

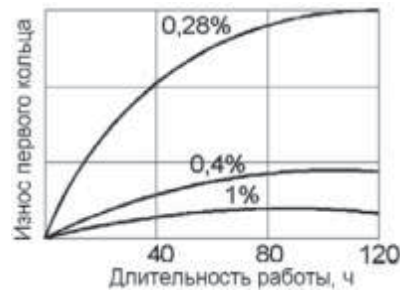


Рис.17.14. Износ кольца при различных расходах масла на угар.

Для повышения экономичности, всегда стремятся уменьшить расход масла, однако, как показывают исследования [7] (рис. 17.13, 17.14), при снижении расхода масла на угар менее 0,15% износ возрастает в 3,5 раза и через 80 часов происходит задир. Таким образом, при существующей конструкции поршневых колец снижать расход масла менее 0,2...0,3% нецелесообразно.

сельной заслонки) существует вакуум регулятор, характеристика которого приведена рис. 6.6.

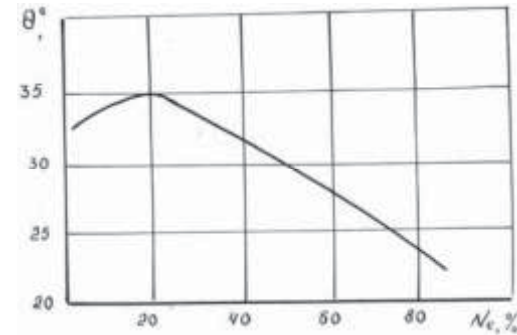


Рис.6.6. Влияние нагрузки на угол опережения зажигания.

Оба эти автомата опережения зажигания, действуя независимо друг от друга и одновременно, изменяют угол опережения зажигания примерно так как показано на рис. 6.7.

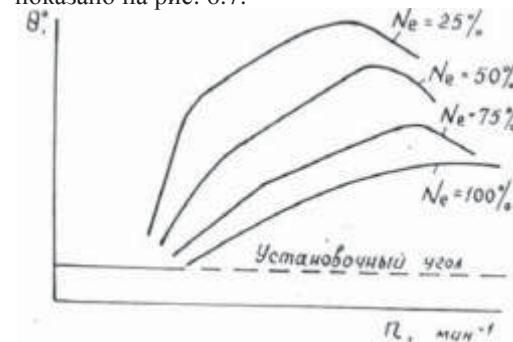


Рис. 6.7. Характеристика совместной работы центробежного и вакуумного регуляторов.

При смене сорта топлива, т.е. при изменении октанового числа бензина процесс сгорания также изменяется. При повышении октанового числа бензиновый угол опережения зажигания должен увеличиваться (Рис. 6.8.).

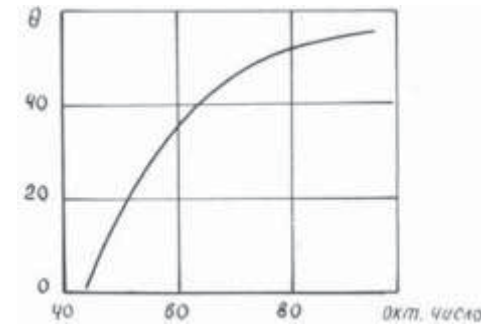


Рис. 6.8. Влияние октанового числа бензина на угол опережения зажигания.

Состав смеси. Процесс сгорания характеризуется скоростью распространения фронта пламени, который в значительной степени зависит от коэффициента избытка воздуха α . При максимальной скорости фронта пламени величина η_i/α

достигает максимального значения, что наблюдается при смеси с $\alpha = 0,85...0,95$ (Рис. 6.9.), но так как

$$N_i = N_u \cdot (V_h \cdot i \cdot n/30\tau) \cdot (\eta_v \cdot \rho_n/L_o \cdot \eta_i/\alpha),$$

то и индикаторная мощность максимальна в этом же интервале α .

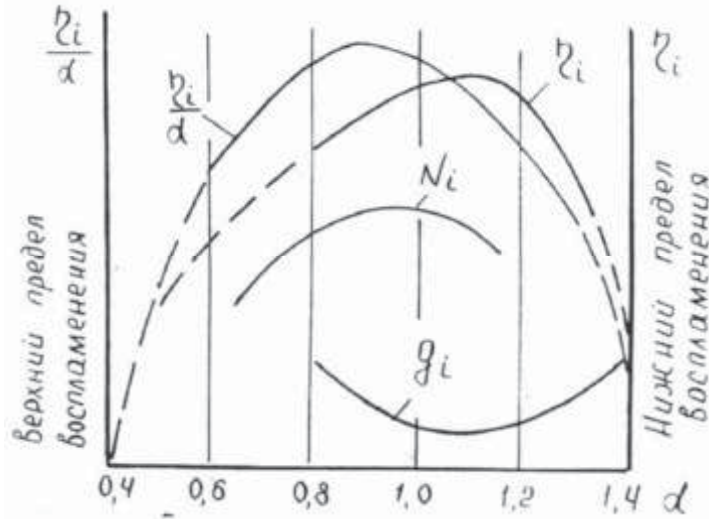


Рис. 6.9. Влияние коэффициента избытка воздуха на индикаторные показатели.

Индикаторный КПД η_i достигает своего максимального значения при $\alpha = 1,05...1,15$, но поскольку

$$g_i = 3600/N_u \cdot \eta_i$$

то и минимальный удельный индикаторный расход топлива будет обеспечен при $\alpha = 1,05...1,15$.

Нагрузка на двигатель. Чем меньше нагрузка, тем больше прикрыта дроссельная заслонка, тем больше в цилиндре остаточных газов, что ухудшает условия воспламенения и требует большого угла опережения зажигания (рис.6.6.), при этом уменьшается α . Все перечисленное приводит к перерасходу топлива, увеличению токсичности, особенно по CO.

Частота вращения коленчатого вала. При её увеличении сокращается время на процессе сгорания, увеличивается турбулизация смеси. Это приводит при постоянстве второй фазы сгорания к увеличению первой фазы. Если сохранит угол опережения зажигания, то процесс сгорания растянется на линию расширения, поэтому как было показано ранее угол опережения зажигания увеличивают (Рис.6.5.).

Степень сжатия. При увеличении степени сжатия возрастают давление P_c и температура T_c , уменьшается количество остаточных газов, сокращается первая фаза, расширяются пределы обеднения смеси, необходим бензин более высокого октанового числа.

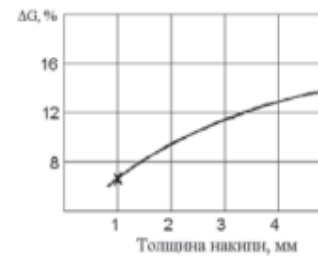


Рис. 17.11. Влияние налета на перерасход топлива.

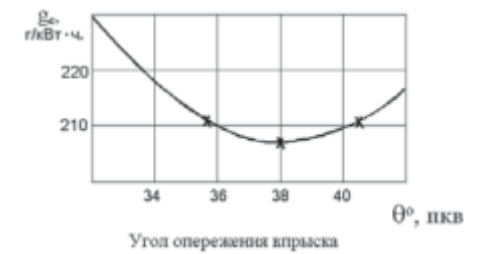


Рис.17.12. Влияние угла опережения впрыска (ЯМЗ-240Н) на расход топлива.

В предыдущей лекции говорилось, что в условиях эксплуатации на автомобилях, тракторах и комбайнах ДВС работают на неустановившихся скоростных и нагрузочных режимах, выявленных при функционировании мобильных машин. Переменный нагрузочный и скоростной режимы работы приводят к рассогласованию его систем, которые, как известно, настроены на работу ДВС в стационарном режиме. Степень рассогласования систем зависит от частоты и амплитуды изменения нагрузки и частоты вращения, которые приводят к снижению мощности и экономичности ДВС. В реальном МТА эта зависимость определяется типом с.-х. операции, передачи, типом двигателя, трансмиссии и движителя машины, а также свойствами почвы и рельефа поля, дороги.

В каждом частном случае вышеперечисленные факторы по-своему изменяют выходные параметры машины, но для всех машин свойственно снижение мощности двигателя из-за уменьшения цикловой подачи топлива и воздуха, что приводит к увеличению удельного эффективного расхода топлива.

В табл. 17.5 показано, как изменяются коэффициенты изменения мощности и удельного расхода топлива двигателя Д-160 трактора ЧТЗ при работе на различных операциях и передачах.

Таблица 17.5
Изменение коэффициентов мощности (K_{Ne}) и расхода топлива (K_{ge})

Операция	Передача	K_{Ne}	K_{ge}
Отвальная пахота	3	0,87...0,9	1,04...1,06
	4	0,85...0,87	1,06...1,08
	5	0,81...0,83	1,07...1,1
Безотвальная обработка КПП-2-15	4	0,84...0,86	1,05...1,07
	5	0,8...0,86	1,08...1,1
	6	0,77...0,79	1,09...1,12
Безотвальная обработка КПП-9	3	0,92...0,95	1,03...1,04
	4	0,89...0,92	1,04...1,06
	5	0,87...0,9	1,05...1,07
Бульдозер	1	0,82...1,86	1,09...1,13
Канавокопание	1	0,88...0,86	1,05...1,09
	2	0,86...0,89	1,08...1,11

нить его до 12° (рис. 17.8), что в итоге также приведет к увеличению расхода топлива.

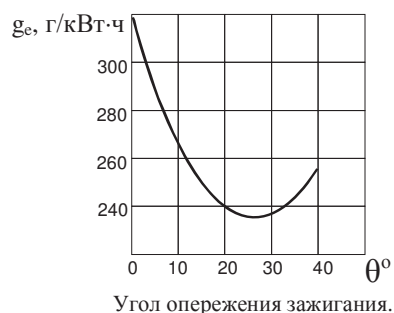


Рис.17.7. Влияние угла опережения зажигания на удельный расход топлива.

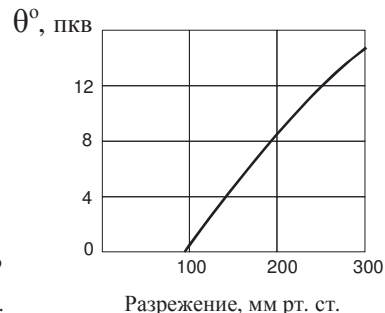


Рис.17.8. Изменение угла опережения зажигания в зависимости от разрежения на впуске.

Чем больше неравномерность подачи топлива отдельным секциям (если к тому же разрегулирована форсунка или изношены плунжерные пары топливного насоса), тем больше перерасход топлива дизеля [3; 4] (рис. 17.9). Неправильная регулировка уровня топлива в поплавковой камере, неправильная регулировка главного жиклера (например, у карбюраторов типа К-22), неправильная регулировка системы холостого хода могут привести к снижению индикаторного КПД (рис. 17.10) и в итоге к перерасходу топлива.

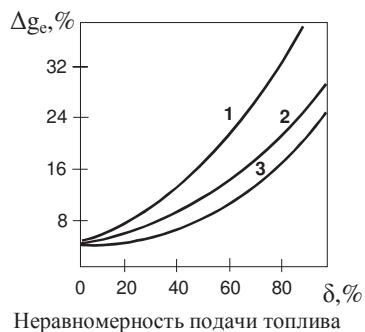


Рис.17.9. Влияние неравномерности подачи топлива на приращение g_e .

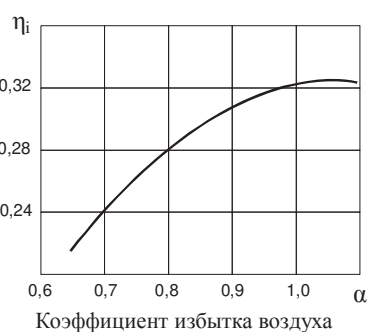


Рис.17.10. Влияние регулировок ХХ, уровня топлива, сечения главного жиклера на индикаторный КПД.

Несвоевременная промывка систем жидкостного охлаждения увеличивает накипь на внутренней ее поверхности, что снижает теплоотдачу и также приводит к перерасходу топлива (рис. 17.11).

В рамках лекции невозможно показать все имеющиеся место в практике эксплуатации ДВС неисправности, неправильные регулировки, влияние технического состояния на расход топлива. Здесь важно заострить внимание эксплуатационника и посоветовать ему это учитывать.

Мероприятия по улучшению процесса сгорания. Интенсификация искры (транзисторные, тиристорные системы зажигания), позволяющие уменьшить α и токсичность.

Создание завихрений заряда за счёт впускных патрубков тангенциального или спирального движения смеси.

Расслоение заряда так, чтобы у свечи $\alpha < 1$, а вдали $\alpha > 1$. Впрыск бензина, форкамерно- факельное зажигание, создание сообщённых между собой камер сгорания с разными составами смеси (двигатель Кушуля).

Подробнее об этом можно ознакомиться [3. 4. 5.]

Основные нарушения нормального сгорания. Детонация – это взрывное сгорание, которое происходит при скорости $V=1000...1200$ м/с, частота процесса достигает 5000 Гц.

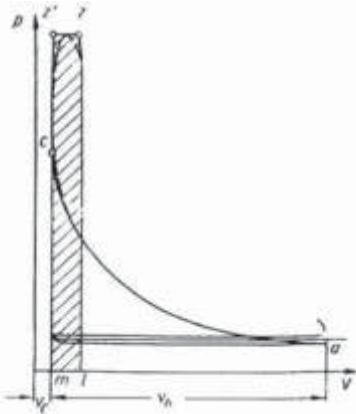
Причиной детонационного сгорания является применение низкооктанового бензина, раннее зажигание, богатый состав смеси, перегрузка и перегрев двигателя. Работа двигателя характеризуется появлением металлического стука, чёрным дымом, перегревом двигателя.

Преждевременное воспламенение. Происходит от нагретых деталей камеры сгорания (свечи, нагар). Такое явление называют калильным зажиганием. Частой причиной такого зажигания является неправильно выбранная по калильному числу свеча, температура свечи должна быть $t_{св.}=580...850^\circ\text{C}$, если меньше, то она закоксуывается, то есть появляется нагар, если больше, то происходит калильное зажигание.

ЛЕКЦИЯ 8. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ.

План.

1. Определение параметров процесса сгорания.
2. Особенности процесса сгорания.



Принято считать, что процесс сгорания в дизелях происходит по смешанному циклу, то есть подвод тепла осуществляется при $V=\text{const}$ и $P=\text{const}$. (Рис.7.1.)

Рис. 7.1. Расчетная индикаторная диаграмма дизеля.

Уравнение баланса теплоты для дизеля можно записать в следующем виде:

$$Q_{vc} + Q_{cr} = Q_{vz'} + Q_{z'-z}$$

где Q_{vc} – количество теплоты в цилиндре до сгорания;

Q_{cr} – количество теплоты выделившееся в процессе сгорания;

$Q_{vz'}$ – количество теплоты в точке Z' ;

$Q_{z'-z}$ – количество теплоты в эквивалентной работе расширения на участке $Z' - Z$.

Количество теплоты до сгорания в точке C.

$$Q_{vc} = M_c C_v T_c$$

Где M_c , C_v , T_c – количество газов в молях, теплоёмкость и температура в конце процесса сжатия соответственно. Количество теплоты выделившееся в результате сгорания смеси.

$$Q_{cr} = \xi H_u$$

Где ξ – коэффициент неполноты сгорания.

H_u – теплота сгорания топлива.

Количество теплоты в точке Z' .

$$Q_{vz'} = M_z C'_v T_z,$$

где M_z = количество газов в молях в точке Z' ; C'_v - теплоёмкость при постоянном объёме; T_z - температура в конце сгорания соответственно.

Количество теплоты эквивалентное работе расширения на участке $Z' - Z$.

$$Q_{z'-z} = V_z p_z - V_c p_z,$$

где значение объёмов V_z , V_c – показано на рисунке 7.1.

17.3. Влияние технического состояния ДВС и регулировок на расход топлива.

Техническое состояние ДВС, зависящее от условий и длительности эксплуатации, от регулировок и технического ухода существенно влияет на экономичность двигателя. Изменение влияния технического состояния на расход топлива бензинового двигателя легкового автомобиля [2] показано в табл. 17.4.

Таблица 17.4

Влияние технического состояния на расход топлива.

Мероприятия или неисправности	Увеличение расхода топлива, л/100км или %
Замена новой свечи старой	0,66
Увеличение угла опережения зажигания на 7°	0,68
Уменьшение угла опережения зажигания на 7° от оптимального	0,98
Увеличение зазора в прерывателе на 0,18мм	0,77
Засорен воздухоочиститель	0,66
Одна свеча не работает	15...20%
Снижение температуры жидкости в системе охлаждения на 20° (85-90)	5...10%
Снижение температуры жидкости на $30...40^\circ\text{C}$	30...40%
Толщина накипи в системе охлаждения, 1мм	8%
Неправильно отрегулирован тормоз	10%
Открытие бокового окна	0,66
Багажник на крыше	0,81
Багажник с большим чемоданом	2,6
Люк на крыше (даже у Форда)	0,33
Увеличение массы на 100кг	0,7...1,0
Переднеприводный автомобиль позволяет уменьшить расход топлива до 30%	

Для дизеля техническое состояние может привести к следующему повышению расхода топлива (табл. 17.5).

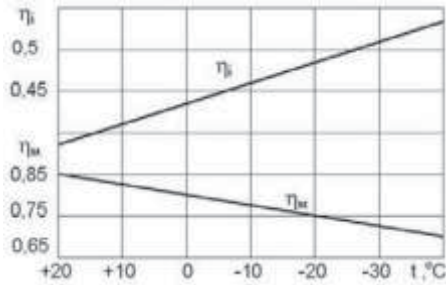
Таблица 17.5

Влияние технического состояния на расход топлива.

Техническое состояние	Увеличение часового расхода топлива, %
Неисправность одной форсунки	15...20
Отклонение от оптимального угла опережения впрыска топлива на $2...3^\circ$	20...25
Недозатяжка форсунки на 3МПа	3
Не проведение сезонного технического обслуживания (смена топлива, масла, утепление)	3...5
Недоиспользование мощности на 10%	4...5

Неправильная установка угла опережения зажигания, как видно из рис. 17.7, может существенно увеличить удельный расход топлива, а неисправность или отключение вакуум - регулятора угла опережения зажигания может изме-

Однако возрастание η_m не позволяет увеличиться η_e из-за существенного снижения η_i , поэтому, как видно из рис. 17.4б, удельный расход топлива может возрасти до 30%.



Снижение температуры окружающей среды на 50° приводит (рис. 17.5) к возрастанию η_i на 38%; η_m снижается на 18%, при этом η_e возрастает на 13%, что приводит к снижению g_c на 18%, хотя коэффициент наполнения снижается на 12%. Повышенная вязкость смазки приводит к снижению η_m [1].

Рис.17.5. влияние температуры окружающей среды на η_i и η_m дизеля 6Ч 15/18.

Нагрузочный и скоростной режимы также существенно влияют на η_i , а значит, и на экономичность двигателя. С увеличением нагрузки у дизеля (рис. 17.6 а) индикаторный КПД понижается, так как увеличивается цикловая подача топлива, а цикловая подача воздуха уменьшается за счет снижения η_v , что приводит к снижению α , и следовательно к уменьшению η_i .

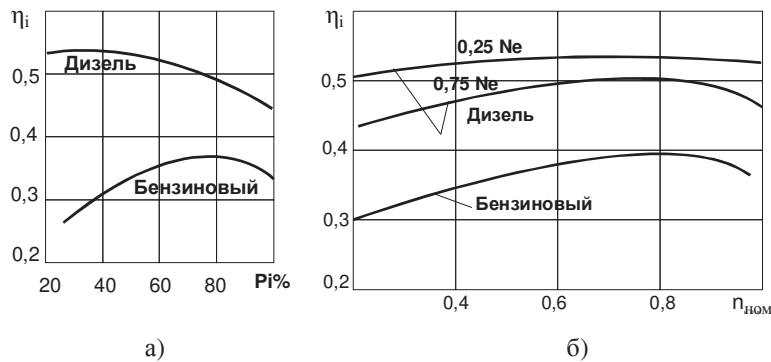


Рис. 17.6. Влияние нагрузочного и скоростного режимов.

При изменении нагрузки бензинового двигателя η_i вначале возрастает, затем снижается, это объясняется аналогичным характером изменения α .

С увеличение частоты вращения коленчатого вала качество распыливания топлива улучшается, скорость движения воздушного заряда увеличивается, поэтому η_i возрастает до тех пор, пока надежно работает топливоподающая система и не снижается коэффициент наполнения. Это наблюдается (рис. 17.6) при частоте равной более 0,8 пн.

Обозначим

$\lambda = p_z/p_c$ – степень повышения давления, тогда

$$Q_{z-z} = V_z p_z - \lambda V_c p_c$$

Из характеристического уравнения.

$$V_z p_z = R M_z T_z = 8.314 M_z T_z$$

$$p_c V_c = R M_c T_c = 8.314 M_c T_c.$$

Тогда

$$Q_{z-z}' = \mu R M_c T_z - \lambda R M_c T_c = 8.314 (M_z T_z - \lambda M_c T_c)$$

Где $\mu = M_z/M_c$ – коэффициент молекулярного изменения.

Подставим эти значения в уравнении теплового баланса:

$$M_c C_v T_c + \xi H_u = \mu M_c C_v' T_z + R \mu M_c T_z - \lambda R M_c T_c$$

Разделив на M_c окончательно получим уравнение сгорания:

$$T_c (C_v + R \lambda) + \xi H_u / M_c = \mu T_z (C_v' + R),$$

$$\mu C_v' = (20.2 + 0.92/\alpha) + (15.5 + 13.8/\alpha) 10^{-4} T_z = A + B T_z \quad (\text{при } \alpha \geq 1)$$

Учитывая $C_v' = A + B T_z$ получим квадратные уравнения, решая которое можно определить величину температуры T_z . для дизелей $T_z = 1900 \dots 2300$ К.

Для определения давления в конце сгорания можно воспользоваться зависимостью $p_z = \lambda p_c$.

Для однокамерных дизелей $\lambda = 1,4 \dots 2$

Предкамерных и вихрекамерных $\lambda = 1,1 \dots 1,4$.

Обычно для дизелей без поддува $p_z = 5 \dots 9$ МПа; с наддувом $p_z = 8 \dots 15$ МПа.

Величину V_z определим из уравнений:

$$p_z V_z = R M_z T_z \quad \text{и} \quad p_c V_c = R M_c T_c.$$

Разделив первое уравнение на второе, получим:

$$p_z V_z / p_c V_c = M_z T_z / M_c T_c. \quad \text{Учитывая, что } \lambda = p_z/p_c, \mu = M_z/M_c.$$

$V_z/V_c = \rho$ – степень предварительного расширения.

Для дизелей $\rho = 1,2 \dots 2,4$

Получим: $\lambda \rho = \mu T_z / T_c$;

$$\rho = \mu T_z / \lambda T_c;$$

$$V_z = V_c \rho.$$

7.2. Особенности процесса сгорания в дизелях.

Рассмотрим совместно индикаторную диаграмму давления в цилиндре p , температуру газов T и закон подачи топлива δ_u (Рис.7.2).

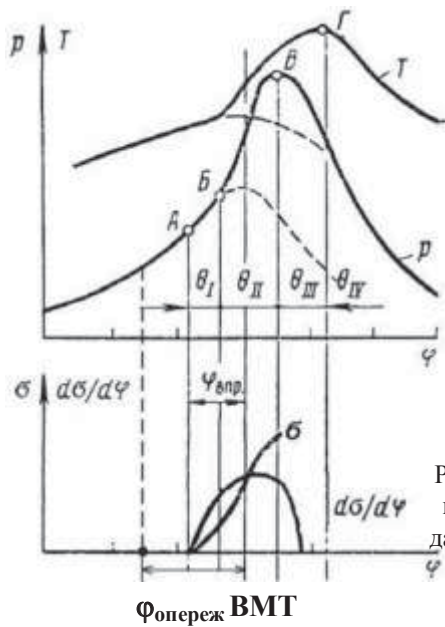


Рис. 7.2. Характер изменения давления (p) и температуры (T) газов, количества поданного в камеру сгорания топлива (σ), от углу поворота коленчатого вала (φ).

В процессе сжатия, когда поршень ещё не дошёл до ВМТ на угол опережения подачи $\varphi_{\text{опереж}}$ плунжерная пара начинает нагнетать в топливопровод и форсунку топливо. При угле $\varphi_{\text{впр}}$ до ВМТ форсунка начинает подавать топливо в цилиндр. (т. А) В этот момент происходит смешивание мелкораспылённого (с помощью форсунки) топлива и воздуха, испарение топлива и воспламенение смеси. Величина подачи топлива увеличивается до т.Б, однако линия сгорания и линия сжатия совпадают.

Период от т.А до т.В называется периодом задержки самовоспламенения. В этот период подаётся 60...70 % топлива, он длится от момента впрыска (т.А) до отрыва линии сгорания от линии сжатия (т.Б).

Давление в цилиндре $p_c=4...6$ МПа при температуре газов $T_c=620...750$ К.

$\varphi_{\text{опереж}}=15...35^\circ$ до ВМТ; $\varphi_{\text{впр}}=3...10^\circ$ до ВМТ.

В т.3 линия сгорания отрывается от линии сжатия и начинается второй период сгорания (II), который длится до т.4, когда давление в цилиндре становится максимальным. Этот период называют периодом видимого горения, он характеризует динамику процесса сгорания (жесткость работы).

Третий период III (т.4...5), который длится от максимального давления P_z до точки максимальной температуры T называется периодом замедленного горения.

Четвёртый период называется периодом догорания, он длится 70...80° после ВМТ и проходит на линии расширения.

Рассмотрим подробнее эти периоды и отметим их особенности.

Период задержки воспламенения t_i в значительной мере предопределяет следующие. Чем длительнее первый период, (больше t_i) тем выше давление в цилиндре P_z и скорость нарастания давления $\alpha P/d\varphi$, жестче работает дизель. (Рис. 7. 3).

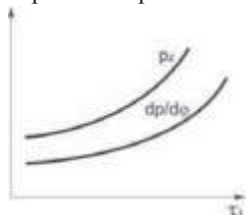


Рис. 7.3.

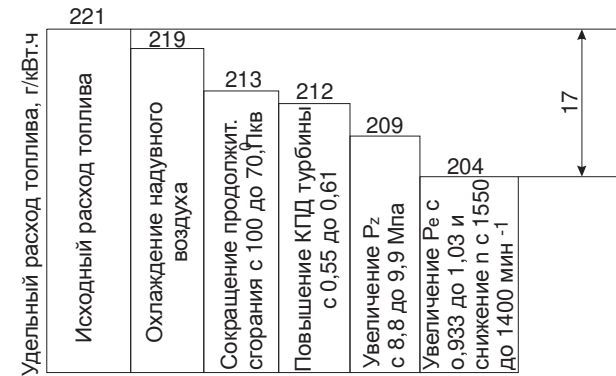


Рис. 17.3 Влияние различных факторов на удельный расход топлива.

17.2. Влияние условий эксплуатации и режимов работы ДВС на расход топлива.

Рассмотрим влияние давления и температуры окружающей среды и режимов работы ДВС на экономичность и КПД.

Изменение атмосферных условий по мере увеличения высоты над уровнем моря весьма существенно [1]. Так, как на высоте 2000, 3000, 4000м давления воздуха снижается на 22, 31, 61,5%, плотность на 13,5, 25, 33% соответственно, а температура воздуха при этом снижается на 12...14°С. Повышение высоты над уровнем моря (рис. 17.4а) приводит к существенному снижению η_i , главным образом, за счет снижения α (с 1,62 до 1,1), при этом η_m возрастает на 2...6% за счет снижения P_z , уменьшения энергии, затрачиваемой на привод вентилятора, снижение потерь на выталкивание и всасывание.

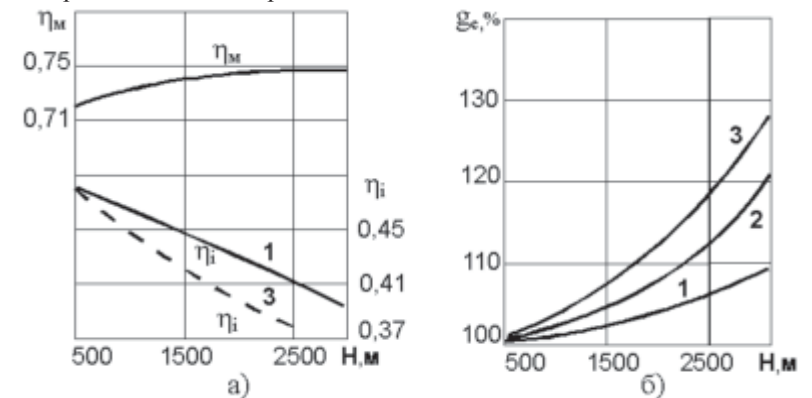


Рис. 17.4. Влияние высоты над уровнем моря на показатели двигателей: 1-Д-160Т; 2-Д-37М; 3-Д-50Т.



Рис.17.1. Влияние степени сжатия на параметры ДВС (P_c – давление конца сжатия, η_м η_т – механический и термический КПД).

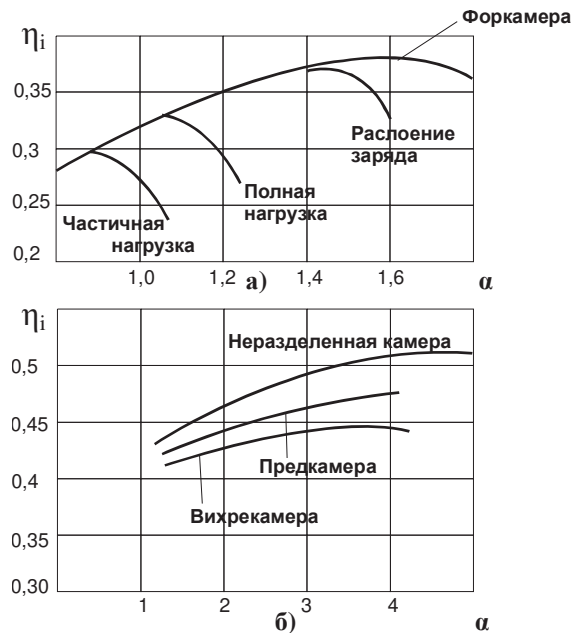


Рис.17.2. Влияние коэффициента избытка воздуха на η_i для бензинового и дизельного ДВС.

При доводке двигателей совершенствование отдельных систем может снизить расход топлива, что проиллюстрировано на рис. 17.3.

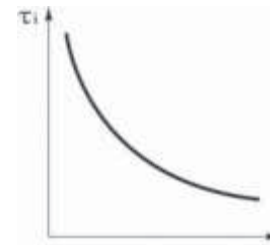


Рис.7.4.

В свою очередь период задержки самовоспламенения зависит от многих факторов, так чем больше цетановое число дизельного топлива, тем быстрее происходит самовоспламенение, тем короче τ_i. (Рис.7. 4).

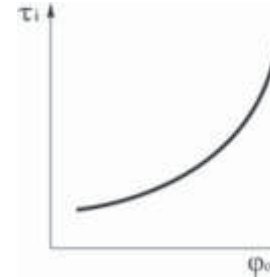


Рис.7.5.

Чем больше угол опережения подачи топлива φ_{опер.}, тем больше топлива скопится в цилиндре к моменту воспламенения, тем меньше давление и температура в конце сжатия p_c, T_c, тем длительнее τ_i. (Рис.7. 5).

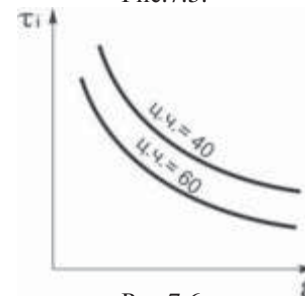


Рис.7.6.

Чем больше степень сжатия (ε), тем больше давление и температура в конце сжатия, так как p_c=p_aεⁿ¹; T_c=T_aεⁿ¹⁻¹, тем короче τ_i, причём τ_i снижается с увеличением цетанового числа. (Рис.7. 6).

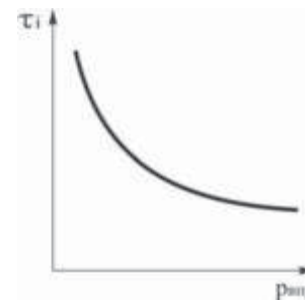
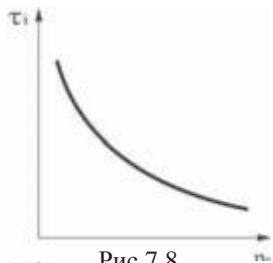


Рис.7.7.

Чем больше давление впрыска P_{впр.}, тем меньше диаметр капель и больше их относительная поверхность, тем короче период задержки самовоспламенения. (Рис.7. 7).

Чем больше нагрузка на двигатель P_c, тем выше температура поверхностей камеры сгорания, тем быстрее происходит испарение топлива, тем меньше период задержки самовоспламенения. (Рис.7. 8).



Чем выше частота вращения коленчатого вала (n), тем лучше распыливание топлива, больше давление и температура в конце сжатия (за счёт увеличения показателя политропы сжатия), тем меньше период задержания самовоспламенения. (Рис.7. 9).

Рис.7.8.

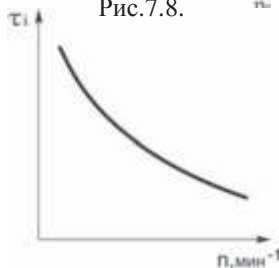


Рис. 7.9.

Однако эта зависимость в градусах увеличивается.

Таблица 7.1.

Таблица 7. 1.

Зависимость периода задержки воспламенения в градусах (θ_i) и миллисекундах (τ_i).

n , мин. ⁻¹	1000	1500	2000
θ_i , ° П.К.В.	19	27	33
τ_i , мс	3,2	3,0	2,8

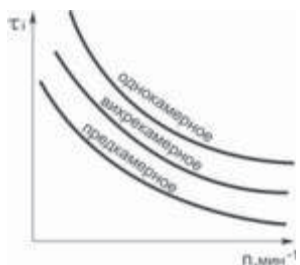


Рис. 7.10.

Период задержки воспламенения существенно зависит от типа смесеобразования дизеля, всех больше у однокамерных дизелей, всех меньше у предкамерных дизелей. (Рис.7. 10).

Второй период видимого горения определяет жёсткость и токсичность процесса сгорания. Чем длиннее этот период, тем больше подано топлива, тем жёстче работает дизель, чем выше скорость сгорания, тем больше образуется окислов азота. Чем меньше диаметр капель, тем активнее тепловыделения в этот период, тем больше $\alpha P/d\phi$. Чем меньше нагрузка, тем меньше цикловая подача топлива и меньше длительность второго периода и больше жёсткость.

Третий период замедленного горения. При малых нагрузках, меньше цикловая подача, значит меньше этот период или его вообще нет. Чем лучше качество распыла, тем короче этот период. Чем больше давление наддува, тем длительнее этот период и больше тепловыделение.

Ориентировочный расход бензина для некоторых автомобилей приведен в табл. 17.2.

Таблица 17.2

Ориентировочный расход бензина

Марка автомобиля	ЗИЛ-130	ГАЗ-53	ГАЗ-24	ВАЗ-2101	ВАЗ-2110	Мазда 323	Хонда HR-V
Расход топлива, л/100км смешанный	32,5	26,5	11	8,5	7,3	7,1	6,8

Минимальный расход топлива для серийного автомобиля на 100км – 3,65л; специально созданный автомобиль с бензиновым двигателем проехал на одном литре 745км, с дизельным двигателем – 1284км (0,0778 л/100км).

Таблица 17.3

Удельный расход топлива для различных ДВС

Тип двигателя	g_e , г/кВт·ч	g_i , г/кВт·ч
Карбюраторный	230...370	235...290
Дизели однокамерные	210...260	175...200
Дизели предкамерные и вихрекамерные	250...300	190...250
Лучшие зарубежные образцы	До 193	165...170
Д-260Т, СМД-23, Д-440, Д-120	204...224	170...190
УЗАМ-331	280	250

На экономичность влияет множество факторов, здесь отметим наиболее существенные, которые оказывают влияние либо на индикаторный, либо на механический КПД. Иными словами, всякое улучшение процесса сгорания, снижения потерь тепла и механических потерь ведет к повышению экономичности.

Увеличение диаметра цилиндра при оптимальном соотношении S/d уменьшает относительную поверхность, воспринимающую теплоту, способствует повышению индикаторного КПД, но приводит к возрастанию нагрузок на КШМ.

Увеличение степени сжатия, теоретически, должно увеличивать η_e за счет повышения термического КПД. Практически в связи с ростом механических потерь (из-за роста P_c) это происходит до определенного предела и оптимальное значение степени сжатия определяется по максимуму произведения механического и термического КПД (рис. 17.1).

Существенное влияние на индикаторный КПД оказывают коэффициент избытка воздуха и тип смесеобразования (рис. 17.2).

ЛЕКЦИЯ 17. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ДВС.

План

17.1. Влияние конструктивных факторов на расход топлива.

17.2. Влияние условий эксплуатации и режимов работы ДВС на расход топлива.

17.3. Влияние технического состояния ДВС и регулировок на расход топлива.

17.4. Влияние различных факторов на расход масла на угар.

17.1. Влияние конструктивных факторов на расход топлива.

Экономичность по топливу оценивается следующими параметрами:

- часовым расходом топлива (G_T , кг/ч) - главным образом, для тракторов;

- расходом топлива на 100 км (л/100 км) - для автомобилей;

- удельным эффективным и индикаторным расходом топлива (q_e, q_i , г/кВт·ч).

$$q_e = \frac{1000 G_T}{N_e} = \frac{1000 G_T}{N_i - N_{mn}}, \quad \text{г/кВт} \cdot \text{ч};$$

$$q_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_m \cdot \eta_i} = \frac{3600}{H_u \eta_e}, \quad \text{г/кВт} \cdot \text{ч};$$

$$q_i = \frac{1000 G_T}{N_i} = \frac{3600}{H_u \eta_i}, \quad \text{г/кВт} \cdot \text{ч}.$$

Основным и главным оценочным параметром экономичности двигателя внутреннего сгорания является удельный расход топлива.

Как видно из приведенных зависимостей, повышение экономичности может быть достигнуто за счет повышения теплоты сгорания топлива H_u , механического η_m и индикаторного η_i КПД.

Индикаторный КПД может быть улучшен за счет совершенствования процесса сгорания и снижения потерь тепла. Достигнутый уровень у существующих ДВС можно считать предельным.

Снижением механических потерь также можно обеспечить повышение экономичности (здесь, по нашему мнению, резервы больше, хотя и не намного).

Ориентировочные значения часового расхода топлива некоторых тракторов приведены в табл. 17.1.

Таблица 17.1.

Ориентировочные значения расхода топлива для тракторов, кг/ч

Марка трактора	Работа под нагрузкой	Повороты	Переезды	Остановки	Транспорт. работа
К-700	24,4...36,0	17,3...25,3	14,5...20,0	3,1	24,7...36,0
Т-150К	22,0...28,0	16,1...23,9	14,5...21,5	2,5	15,6...25,2
Т-4А	12,8...16,0	10,9...12,2	9,2...13,5	2,2	9,6...15,7
ДТ-75М	12,5...15,7	7,7...14,1	6,0...10,8	1,9	9,4...15,7
МТЗ-80	12,2...13,9	6,9...12,3	5,2...9,9	1,4	8,5...13,5
ЮМЗ-6Л	8,8...10,7	3,7...9,2	3,7...7,8	1,3	5,6...10,7
Т-25	3,0...4,0	2,2...5,5	1,8...5,1	0,7	2,4...3,4

Четвёртый период догорания. Чем больше неоднородность распыливания топлива и больше диаметр капель, тем длительнее догорание, хуже теплоиспользование. Значительное влияние на этот период оказывает качество распыливания последних порций топлива. Нечёткое завершение впрыска, дополнительный впрыск недопустим, это закоксуывает распылитель и образуется нагар на деталях камеры сгорания. Попадание топлива на холодные поверхности камеры сгорания затягивают догорание. Поэтому перед приёмом нагрузки двигатель прогревают.

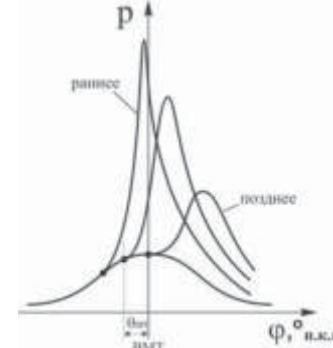


Рис.7.11.

Существенное влияние на процесс сгорания оказывает угол опережения подачи топлива. ($\theta_{опер.}$) При ранней подачи топлива увеличивается t_i из-за низких значений p_c , T_c , сгорание происходит вблизи ВМТ, при этом давление p_z – максимальное. При позднем угле сгорание затягивается на линию расширения, давление p_z становится меньше. (Рис.7. 11).

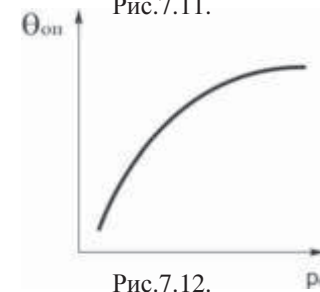


Рис.7.12.

Оптимальный угол опережения подачи топлива $\theta_{опер.}$. Зависит от теплового режима двигателя, частоты вращения и нагрузки.

Чем больше нагрузка, тем больше цикловая подача топлива, больше температура и угол $\theta_{опер.}$ должен быть больше. (Рис.7. 12), у бензиновых наоборот, при увеличении нагрузки $\theta_{опер.}$ должен уменьшаться.

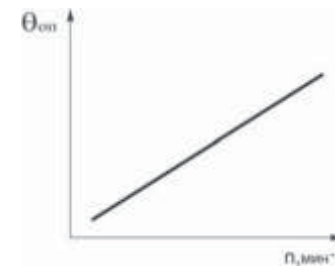


Рис.7.13.

Чем больше частота вращения коленчатого вала (n), тем больше p_c и T_c , тем раньше следует подавать топливо. (Рис.7. 13).

Сравнение процессов сгорания.

Преимущество дизеля перед карбюраторным ДВС:

- качественное регулирование мощности за счёт изменения цикловой подачи топлива;
- менее токсичен процесс;

- на малых нагрузках больше индикаторный КПД, особенно это важно для автомобильных ДВС.

Недостатки дизеля:

- дымит на больших нагрузках из-за низкого коэффициента избытка воздуха ($\alpha=1,2\dots 1,3$);
- меньше удельная мощность;
- меньшая возможность форсирования по частоте вращения;
- большая жёсткость и шум двигателя.

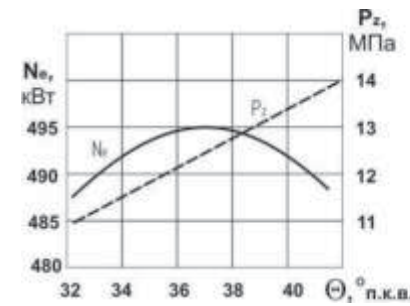


Рис.16.20. Влияние угла опережения впрыска топлива на мощность и максимальное давление в цилиндре.

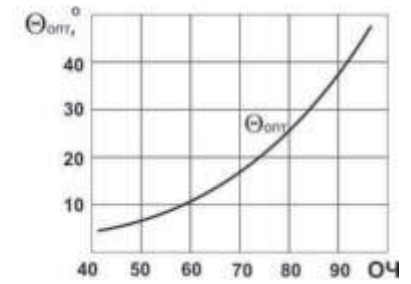


Рис.16.21. Изменение оптимального угла опережения зажигания от октанового числа бензина.

Увеличение октанового числа бензина на каждые две единицы требует увеличение угла опережения зажигания примерно на один градус поворота коленчатого вала (рис. 16.21). Разрегулировка топливной аппаратуры и износ деталей также снижают эффективную мощность дизеля (рис 16.22). Как показывают исследования, мощность зависит не только от положения двигателя над уровнем моря, но и от давления впрыска топлива (рис. 16.23).

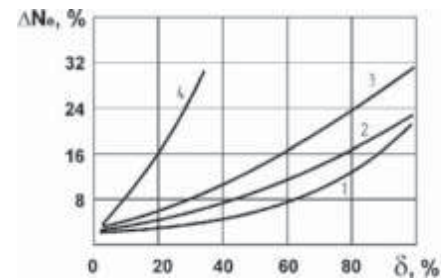


Рис.16.22. Влияние неравномерности подачи топлива на потери мощности при различных механических состояниях топливной аппаратуры:
1 – новый топливный насос;
2 – изношенный топливный насос;
3 – разрегулированная форсунка;
4 – изношенный топливный насос с разной плотностью плунжерных пар.



Рис.16.23. Влияние давления впрыска форсунки на эффективную мощность при разных положениях над уровнем моря:
1 – $H = 850$ м;
2 – $H = 1600$ м;
3 – $H = 2000$ м.

При возрастании температуры с 40 до 90°C вязкость смазки уменьшается примерно в 6 раз, а коэффициент трения при этом снижается более чем в три раза. Это должно учитываться при эксплуатации двигателя. Техническое состояние двигателя и регулировки также оказывают влияние на мощностные показатели двигателя.

Известно, что косвенным показателем состояния коренных подшипников является давление в главной магистрали. При увеличении зазора в них в результате износа действительно (рис. 16.18) происходит уменьшение давления в главной масляной магистрали.

Засорение воздухоочистителя или глушителя ведет к повышению насосных потерь. Неправильная регулировка редукционного клапана масляного радиатора, перепускного клапана главной масляной магистрали, приводит к повышению давления в системе, увеличивает потери на привод насоса.

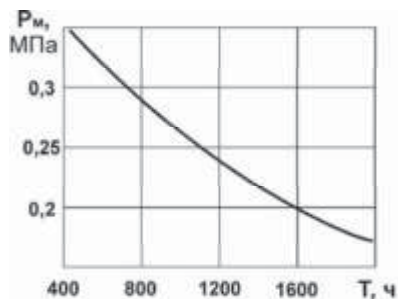


Рис.16.18. Влияние срока службы (износа) на давление в ГММ.

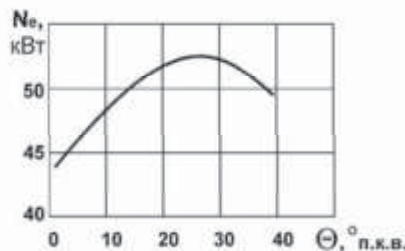


Рис.16.19. Влияние угла опережения зажигания на эффективную мощность.

Проскальзывание ремня вентилятора, уменьшение расстояния между вентилятором и радиатором ведут к повышению потерь на привод вентилятора. Все это в конечном итоге снижает эффективную мощность двигателя.

Изменение угла опережения зажигания и угла опережения впрыска топлива существенно влияют на изменение эффективной мощности (рис. 16.19, 16.20), причем увеличение угла опережения зажигания повышает максимально давление в цилиндре (рис. 16.20), что приводит к увеличению нагрузки на детали КШМ.

ЛЕКЦИЯ 9. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ.

План.

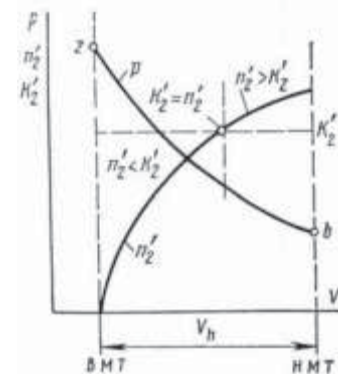
1. Протекание процесса расширения
2. Определение параметров процесса расширения
3. Тепловой баланс ДВС

8.1. протекание процесс расширения.

Процесс расширения сопровождается целым рядом явлений:

- догоранием на линии расширения (у бензиновых двигателей оно мало, у дизелей до 100° п.к.в. после ВМТ);
- непрерывная передача теплоты к окружающим деталям в условиях переменных давлений, поверхностей охлаждения, перепада температур, продолжительности отдачи тепла;
- частичная и переменная утечка газов из цилиндра.

Если бы процесс расширения происходил без теплообмена, т.е. по адиабате, то коэффициент адиабаты $K_2=1,25$.



Реальный процесс расширения происходит по политропе с переменным показателем n_2 (Рис.8.1.).

- от ВМТ до максимального значения давления сгорания P_Z $n'_2 < 0$.
- при максимальном давлении P_Z $n'_2 = 0$.
- при максимальной температуре газов T_Z $n'_2 = 1$.
- при дальнейшем перемещении поршня к НМТ показатель политропы расширения $n'_2 = k'_2$, а затем $n'_2 > k'_2$.

Рис. 8.1. Изменение давления (p) и показателя политропы расширения (n_2) в такте расширения.

Таким образом:

- при $n'_2 \leq k'_2$ происходит интенсивный подвод теплоты;
- при $n'_2 = 0$, $n'_2 < k'_2$ подвод теплоты уменьшается;
- при $n'_2 = k'_2$ процесс расширения происходит по адиабате, т.е. подвод теплоты равняется отводу;
- при $n'_2 > k'_2$ отвод теплоты становится больше подвода.

При расчетах принимается среднее значение показателя политропы расширения

$$n_2 = 1,21 + 130/n,$$

где n - частота вращения коленчатого вала.

На показатель полиропы расширения влияют множество факторов.

При увеличении времени теплообмена, поверхности, утечек газов, скорости сгорания, интенсивности охлаждения n_2 увеличивается

Чем больше частота вращения, тем меньше потеря теплоты в систему охлаждения, уменьшаются утечки газов через уплотнения поршней, показатель политропы n_2 уменьшается.

Чем больше нагрузка на двигатель, тем выше температура цикла, больше потери теплоты, увеличиваются утечки газов, увеличивается догорание, что приводит к снижению n_2 .

При увеличении диаметра цилиндра D и хода поршня S , при $S/D = \text{const}$, т.е. если увеличивается рабочий объем цилиндра и поверхность теплоотдачи на единицу объема цилиндра F/V_h показатель политропы n_2 уменьшается.

При уменьшении S/D при $V_h = \text{const}$, т.е. переход к короткоходным двигателям показатель n_2 также уменьшается.

Для бензиновых двигателей	$n_2 = 1,23 \dots 1,3$;
Для дизелей	$n_2 = 1,18 \dots 1,28$;
Для газовых двигателей	$n_2 = 1,25 \dots 1,35$.

8.2. Определение параметров процесса расширения

Запишем уравнение политропы для процесса расширения:

$$p_z \cdot V_z^{n_2} = p_b \cdot V_b^{n_2}$$

Тогда

$$p_b = p_z (V_z / V_b)^{n_2}$$

Для бензинового двигателя давление в конце процесса расширения будет равно

$$p_b = p_z / \varepsilon^{n_2}$$

Для дизелей

$$p_b = p_z / \delta^{n_2}$$

Для карбюраторных двигателей

$$p_b = 0,35 \dots 0,6 \text{ МПа}$$

Для дизелей

$$p_b = 0,2 \dots 0,5.$$

Для определения температуры в конце процесса расширения воспользуемся характеристическим уравнением

$$p_z \cdot V_z = M_z R_z T_z$$

$$p_b \cdot V_b = M_b R_b T_b$$

При допущении, что утечки газов отсутствуют $M_z = M_b$, $R_z = R_b$, поделив первое уравнение на второе получим

$$\frac{p_z \cdot V_z}{p_b \cdot V_b} = \frac{T_z}{T_b}, \quad T_b = T_z \cdot \frac{p_b}{p_z} \cdot \frac{V_b}{V_z}$$

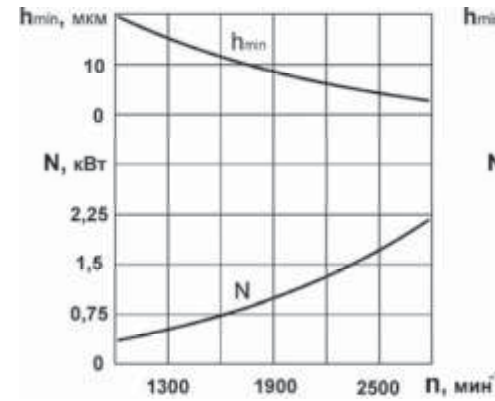


Рис.16.14. Влияние частоты вращения на толщину слоя смазки и мощность на привод уравнивающего механизма двигателя Д-160 ЧТЗ.

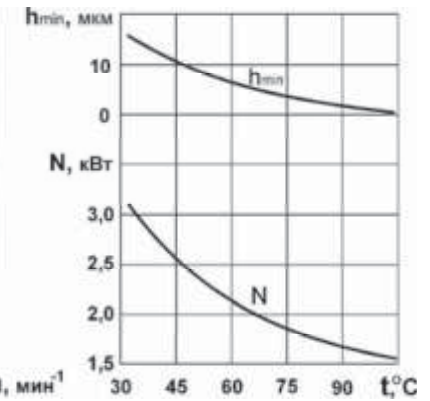


Рис.16.15. Влияние температуры масла на толщину слоя смазки и мощность на привод уравнивающего механизма двигателя Д-160 ЧТЗ.

Повышение частоты вращения вала (центробежная нагрузка возрастает) приводит к снижению толщины слоя смазки и увеличению потерь на трение. При постоянной частоте вращения увеличение температуры приводит к снижению вязкости смазки (рис. 16.16) и уменьшению коэффициента трения (рис. 16.17), который в свою очередь уменьшает потери на трение (рис. 16.15) при одновременном снижении минимальной толщины слоя смазки.

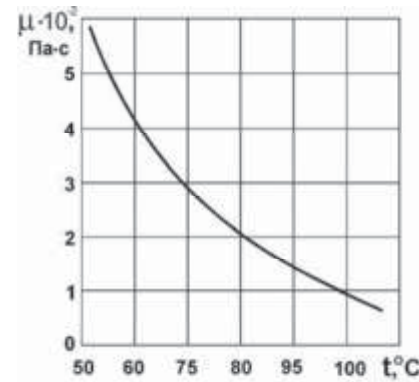


Рис.16.16. Влияние температуры на вязкость масла М10Г₂.



Рис.16.17. Влияние вязкости масла М10Г₂ на коэффициент трения в подшипниках.

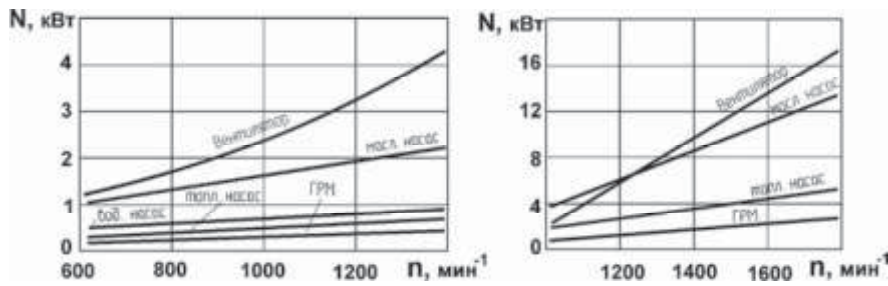


Рис.16.11. Влияние частоты вращения на составляющие механических потерь двигателя Д-160 ДТЗ.

Рис.16.12. Влияние частоты вращения на мощность привода механизмов двигателя 8ДВТ-330.

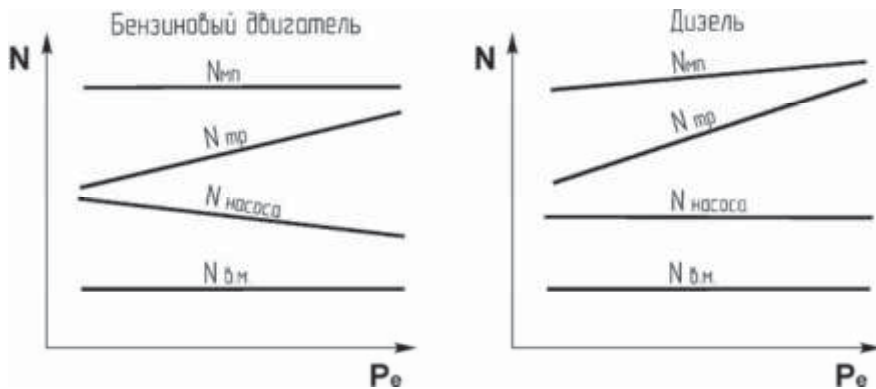


Рис.16.13. Характер изменения механических потерь бензинового двигателя и дизеля от нагрузки.

Однако, несомненно, частота вращения оказывает преобладающее воздействие на мощность, необходимую для привода вспомогательных механизмов, что иллюстрировано рис. 16.11 и 16.12.

Потери на трение в сопряжениях двигателя, как показали исследования [7; 9], зависят от коэффициента трения, который в свою очередь зависит от минимальной толщины слоя и вязкости смазки.

Для бензинового двигателя $p_b = p_z / \epsilon^{n_2}$, температура T_b будет равна $T_b = T_z / \epsilon^{n_2-1}$

Для дизелей

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

Для карбюраторных двигателей $T_b = 1200 \dots 1700 \text{ K}$;

Для дизелей $T_b = 1000 \dots 1200 \text{ K}$.

Где $\delta = V_b / V_z = \epsilon / \rho$ - степень последующего расширения

$\rho = V_z / V_b$ - степень предварительного расширения.

Для дизелей $\rho = 1,2 \dots 2,4$.

8.3. Тепловой баланс ДВС

Тепловой баланс двигателя или внешний тепловой баланс представляет собой определенное опытным путем распределение теплоты, вводимый в двигатель с топливом, на полезную используемую теплоту и отдельные виды потерь:

$$Q_o = Q_e + Q_{охл} + Q_m + Q_{газ} + Q_{н.с} + Q_{ост}, \text{ МДж / з}$$

Здесь

Q_o - количество теплоты, вводимой в двигатель с топливом за определенный отрезок времени, например за час $Q_o = 6tNu$ (6t - часовая расход топлива кг/ч, Nu - низшая теплота сгорания топлива МДж/кг).

Q_e - количество теплоты эквивалентной эффективной работе $Q_e = 1000Ne$

$Q_{охл}$ - количество теплоты, передаваемой охлаждающей системе.

$$Q_{охл} = G_{охл} \cdot C_{охл} (t_{вых} - t_{вх}),$$

Где $C_{охл}$ - удельная теплоемкость охлаждающей жидкости, $G_{охл}$ - ее расход, $t_{вых}$, $t_{вх}$ - температура охлаждающей жидкости соответственно на входе и выходе системы.

Q_m - количество теплоты, передаваемой смазочному маслу

$$Q_m = G_m \cdot C_m (t_{m1} - t_{m2}), \text{ МДж / ч.}$$

Где C_m - удельная теплоемкость смазочного масла, G_m - его расход, t_{m1} , t_{m2} температура масла на выходе и на входе.

$Q_{газ}$ - потеря теплоты с отработавшими газами

$$Q_{газ} = G_T (\mu C_p'' t_r - M_e \mu C_p t_o), \text{ МДж / ч.}$$

Где G_T - расход топлива, $\mu C_p''$ и μC_p - соответственно малярные теплоемкости отработавших газов и свежего заряда, t_r - температура отработавших газов на выходе из двигателей, M_e и M_e - количество отработавших газов и свежего заряда соответственно.

$Q_{н.с}$ - теплота, не выделившаяся в двигателе вследствие неполноты сгорания.

$$Q_{н.с} = \Delta H_{и} \cdot G_T \text{ МДж / ч.}$$

$Q_{ост}$ - остаточный член теплового баланса:

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_{охл} + Q_m + Q_{газ} + Q_{н.с})$$

Тепловой баланс можно определить в процентах от всего количества введенной теплоты таблица 1.

$$100\% = g_e + g_{охл} + g_m + g_{газ} + g_{н.с} + g_{ост}$$

Таблица 1

Тепловой баланс двигателя

Тип дизеля	g_e	$g_{ох}$	g_r	$g_{н.с}$	$g_{ост}$
Дизели	30...38	20...30	30...40	2...6	2...6
Бензиновые ДВС	21...28	15...25	33...55	2...23	5...10

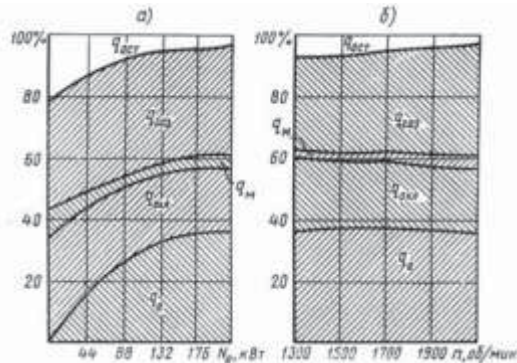


Рис. 8.2. Тепловой баланс дизеля с турбонадувом: а - в функции мощности при $n = \text{const}$; б - в функции частоты вращения при рейке топливного насоса на упоре.

В качестве примера на Рис.8.2. приведен тепловой баланс автотракторного дизеля с наддувом от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала.

Здесь $g_{н.с}$ включено в $g_{ост}$. Как видно из графика, на режиме полной нагрузки наиболее весомыми членами теплового баланса являются потери с отработавшими газами и полезно используемая теплота.

На характер $g_{газ} = f(n)$, влияет уменьшение времени охлаждения продуктов сгорания с ростом n , теплота $g_{ост}$. мало зависит от режима работы.

ности совершенствование воздухообеспечения идет по пути уменьшения момента инерции ротора турбокомпрессора, правильного выбора системы наддува, подвода дополнительной энергии к ротору турбины, подачи сжатого воздуха в цилиндры, совершенствования топливной аппаратуры.

Механические потери также зависят от условий эксплуатации. Так, при уменьшении температуры окружающей среды давление механических потерь ($P_{мп}$) может возрасти в 4раза, что приведет к снижению механического КПД (рис. 16.9).

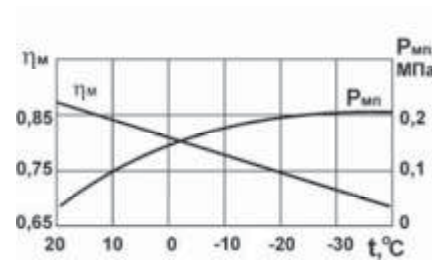


Рис.16.9. Влияние температуры окружающей среды на механические потери.

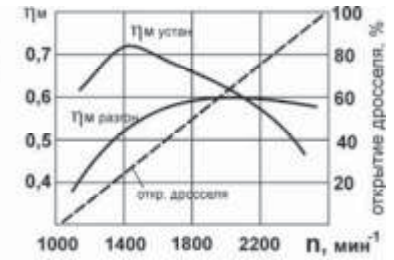


Рис.16.10. Изменение η_m на установившемся режиме и при разгоне.

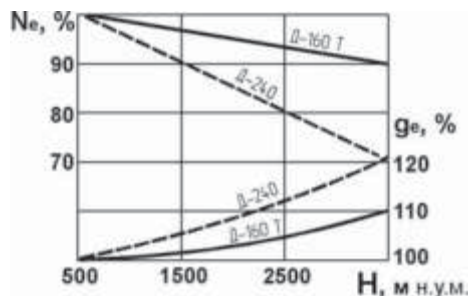
В режиме разгона, как видно из рис. 10, механический КПД резко уменьшается. Увеличение ускорения от 0 до 30 I/c^2 по сравнению с установившимся режимом вызвало увеличение потерь на трение у двигателя ЗИЛ-120 на 7,5 кВт, или на 15%.

Исследования, проведенные на кафедре «Тракторы и автомобили» ЧГАУ [4; 5], показали зависимость механических потерь от нагрузки (табл. 16.8).

Таблица 16.8

Нагрузка, P_e , МПа	Условное давление мех. потерь, $P_{мп}$, МПа	
	Д-160 ЧТЗ	8ДВТ-330 ВгМЗ
0	0,23	0,18
0,2	0,27	0,2
0,4	0,28	0,23
0,6	0,31	0,25
0,8	0,34	0,27
1,0	0,35	0,3

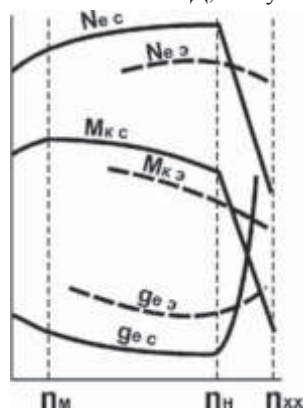
Вместе с тем следует отметить различное влияние нагрузки на механические потери бензинового двигателя и дизеля. При увеличении нагрузки за счет снижения насосных потерь (рис. 16.13) общие потери у бензиновых ДВС снижаются (т.к. больше открывается дроссельная заслонка), а у дизелей возрастают, т.к. насосные потери у них остаются неизменными.



Эксплуатация дизеля Д-240 над уровнем моря, как показали испытания, приведет к снижению тяговой мощности на 15%, что вызовет снижение производительности на 15...16% и повышение расхода топлива на 19% [12].

Рис.16.7. Влияние высоты над уровнем моря на мощностные и экономические показатели двигателя

С понижением температуры окружающей среды (при постоянном атмосферном давлении) [12] коэффициент наполнения снижается, цикловая подача и коэффициент избытка воздуха возрастает, что объясняется увеличением плотности воздуха. Рост α с одновременным увеличением цикловой подачи топлива определяет увеличение индикаторного КПД, а значит, и среднего эффективного давления и мощность, жесткость рабочего процесса возрастает. Повышение вязкости смазки приводит к росту механических потерь и снижению механического КПД, что увеличивает изнашиваемость деталей КШМ.



Многочисленные исследования [12; 13] показывают, что при работе на стенде при установленном режиме нагружения (статистический режим, когда $M_e = M_c$) и при работе этого же двигателя на тракторе или на стенде при переменных нагрузках (динамический или эксплуатационный режим, когда $M_e - M_c = \pm J \frac{dw}{dt}$) выходные параметры изменяются до 10...30%. Снижаются эффективная мощность N_e и крутящий момент, увеличивается удельный расход топлива q_e (рис. 8). Характер протекания этих процессов по скоростной характеристике также изменяется.

Рис.16.8. Изменение параметров при работе двигателя на стенде (—) и при эксплуатации на тракторе (---).

Ухудшение технико-экономических показателей двигателей при неустановившемся режиме нагружения объясняются главным образом рассогласованием топливно-воздушной системы и системы регулирования частоты вращения. Уменьшить отрицательное влияние неустановившегося режима возможно электрогидротрансмиссией и различными демпферами, уменьшающими неравномерность вращения коленчатого вала, а также совершенствованием топливоподающей системы, системы воздухоподачи и системы регулирования. В част-

ЛЕКЦИЯ 10. ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВС.

План.

- 9.1. Индикаторные показатели.
- 9.2. Механические потери.
- 9.3. Эффективные показатели.

9.1. Индикаторные показатели.

К индикаторным показателям двигателя относятся среднее индикаторное давление P_i , индикаторная мощность N_i , индикаторный удельный расход топлива g_i , и индикаторный КПД η_i .

Среднее индикаторное давление p_i — это значение условного постоянного давления в цилиндре двигателя, при котором работа, произведенная газами за один такт, равнялась бы работе цикла L_i .

$$L_i = p_i F S = p_i V_h; \quad p_i = L_i / V_h,$$

где F — площадь поршня; S — ход поршня.

Если производился тепловой расчёт двигателя, то p_i можно определить по зависимости для дизеля:

$$p_i = p_a \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda_c \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{(n_1 - 1)}} \right) \right]$$

для бензиновых двигателей:

$$p_i' = \frac{p_a \cdot \epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{(n_1 - 1)}} \right) \right]$$

где: p_a — давление в конце впуска, ϵ — степень сжатия, n_1 — показатель политропы сжатия, λ — степень повышения давления в цилиндре, ρ — степень, δ — степень последующего расширения $\delta = \epsilon / \rho$.

Изменение давления в течении рабочего цикла двигателей с искровым зажиганием и дизеля, показаны на расчётных индикаторных диаграммах (Рис.9.1). Площадь нескруглённых диаграмм $a c z b a$ в определённом масштабе выражает теоретическую работу газов за один цикл двигателя. Эта работа отнесенная к ходу поршня, — теоретическое среднее индикаторное давление p_i .

Площадь скруглённой диаграммы в определённом масштабе выражает действительную работу газов за один цикл двигателя.

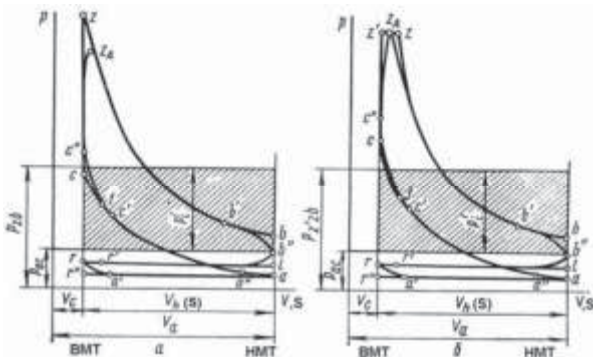


Рис. 9.1. Свернутые индикаторные диаграммы: а - карбюраторного двигателя; б - дизеля.

Среднее индикаторное давление p_i действительного цикла, меньше среднего индикаторного давления p_i' расчётного цикла на величину, пропорциональную уменьшению расчётной диаграммы за счёт скруглённых в точках с, z, b, которое оценивается коэффициентом полноты диаграммы V и величиной среднего давления насосных потерь Δp_i .

для двигателей с искровым зажиганием - $V = 0.94 \dots 0.97$

для дизелей - $V = 0.92 \dots 0.95$

среднее давление насосных потерь - $\Delta p_i = p_r - p_a$

Среднее индикаторное давление действительного цикла можно определить по индикаторной диаграмме, зная её площадь $F_{инд}$. И построив её в виде прямоугольника с основанием $V_h(S)$, тогда высота прямоугольника (Рис.9.1) - p_i .

$$p_i = F_{инд} \cdot \mu / S$$

где μ - масштаб давления, МПа/мм.

S - длина диаграммы, мм.

Для бензиновых четырехтактных двигателей

Для дизелей без наддува

Для дизелей с наддувом

$$p_i = 0,6 \dots 1,6 \text{ МПа}$$

$$p_i = 0,7 \dots 1,1 \text{ МПа}$$

$$p_i = 1,1 \dots 2,2 \text{ МПа}$$

Если индикаторная работа за цикл: $L_i = p_i V_h$,

то индикаторная работа в минуту: $L_i' = L_i \cdot 2n / \tau$.

где n - частота вращения коленчатого вала двигателя мин^{-1} , $2n$ - число тактов в минуту в одном цилиндре, $2n / \tau$ - число циклов в минуту в одном цилиндре, τ - тактность двигателя.

Индикаторная мощность двигателя:

$$N_i = L_i \cdot 2n \cdot i \cdot (\tau \cdot 60 \cdot 10^3) = p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i \cdot (3 \cdot 10^4 \tau)$$

где i - число цилиндров двигателя.

Принимая p_i в МПа, V_h в литрах, тогда N_i в кВт.

$$N_i = p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i \cdot (30 \tau).$$

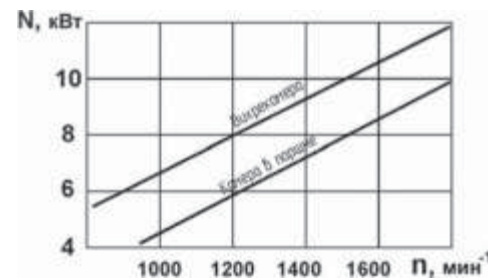


Рис.16.5. Изменение затрат мощности на прокрутку при разных камерах сгорания.

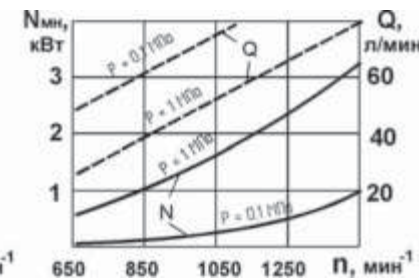


Рис.16.6. Изменение производительности и мощности на привод масляного насоса при различном противодавлении.

16.2. Влияние условий эксплуатации и технического состояния ДВС.

Изменение давления и температуры окружающей среды оказывает существенное влияние на параметры работы ДВС.

Эксплуатация в высокогорье, как видно из табл. 16.5, 16.6 приводит к изменению атмосферного давления V_0 и температуры T_0 и в конечном итоге к изменению плотности воздуха ρ_v [12].

Таблица 16.5

Влияние высоты над уровнем моря на изменение V_0 и ρ_v

Работа над уровнем моря, м	Снижение, V_0 , %	Снижение, ρ_v , %
2000	22	13
5300	31	25
4000	61	33

Таблица 16.6

Влияние высоты над уровнем моря на давление, температуру и плотность воздуха

Высота над уровнем моря, м	β_0 , МПа	T_0 , К	ρ_v , кг/м^3
0	0,101	288	1,225
1000	0,9	281	1,12
2000	0,079	275	1,006
3000	0,7	268	0,909
4000	0,062	262	0,819
5000	0,054	255	0,736

Изменение плотности и температуры воздуха приводит к снижению эффективной мощности и увеличению удельного эффективного расхода топлива (рис. 7). Из рис. 7 видно, что повышение высоты над уровнем моря приводит к снижению мощности до 30% и экономичности до 20%.

Потери на трение зависят от множества факторов, это отдельная сложная наука, и тот, кто хотел бы поглубже изучить ее, может обратиться к специальной литературе [4; 5; 6; 7; 8; 9; 10]. Здесь же ограничимся только общими принципами и частными примерами.

Для цилиндрично-поршневой группы для снижения потерь на трение можно рекомендовать: уменьшить нормальную силу, действующую на поршень, высоту и давление колец, количество колец, площадь контакта поршня и колец, организацию жидкостного (гидродинамического) трения в сопряжениях [6-10].

Как показали исследования [6], уменьшение длины юбки поршня двигателя Д-160 ЧТЗ с 172 до 102мм приводит к уменьшению потерь на трение на номинальном режиме более чем на 3кВт (рис. 16.3).

Снижение потерь на трение в подшипниках может быть достигнуто выбором оптимальных отношений длины к диаметру, оптимальной конструкции и расположения масляных канавок, маслоподводящих и маслоотводящих сверлений, оптимального зазора в подшипниках, свойств смазок [6-10]. Для примера на рис. 16.4 показано, что применения подшипников уравнивающего механизма сил инерции второго порядка двигателя Д-160 ЧТЗ с пневматическими втулками позволила снизить потери на трение на номинале с 1,6 до 0,95 кВт [7].

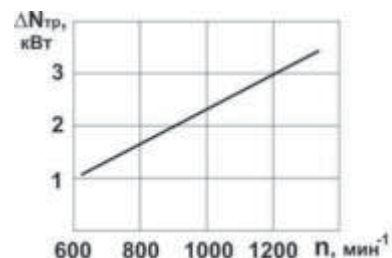


Рис.16.3. Изменение снижения механических потерь в ЦПГ от частоты вращения с укороченной юбкой поршня.

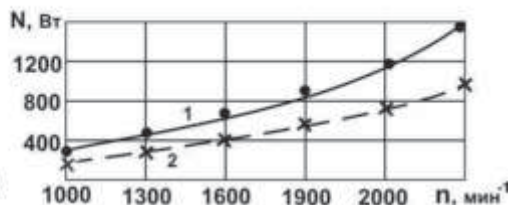


Рис.16.4. Изменение мощности трения уравнивающего механизма и инерции второго порядка с серийными подшипниками (1) и подшипниками с плавающими втулками (2).

Потери на газообмен зависят от типа камер сгорания (рис. 16.5), совершенствования систем впуска и выпуска. Потери на привод вспомогательных механизмов зависят от производительности Q , вентилятора, насосов (масляного, водяного, топливного), давления ΔP (или напора), механического (η_m) и гидравлического (η_r) КПД:

$$N_{мп} = \frac{Q \Delta P}{\eta_m \eta_r}$$

Для примера на рис. 16.6 показано изменение производительности и мощности на привод масляного насоса двигателя Д-160 ЧТЗ в зависимости от частоты вращения при различных величинах противодействия.

Индикаторная мощность N_i – работа, совершаемая газами внутри цилиндров в единицу времени, или мощность, соответствующая индикаторной работе цикла.

При известной индикаторной мощности N_i и количестве израсходованного двигателем топлива G_t , можно определить **индикаторный удельный расход топлива**.

$$g_i = G_t \cdot 10^3 / N_i$$

Индикаторный КПД, тогда можно определить:

$$\eta_i = 1 / (g_i H_u)$$

где H_u низшая теплота сгорания топлива. Если принять H_u – МДж/кг, g_i – в г/кВт ч.

$$\eta_i = 3,6 \cdot 10^3 / (g_i H_u)$$

На номинальном режиме:

Двигатели карбюраторные с искровым зажиганием $\eta_i = 0,28 \dots 0,38$, $g_i = 235 \dots 290$ г/кВт ч;

Двигатели с электронным впрыском $\eta_i = 0,35 \dots 0,45$, $g_i = 180 \dots 230$ г/кВт ч;

Дизели $\eta_i = 0,42 \dots 0,52$, $g_i = 170 \dots 220$ г/кВт ч;

Для газовых двигателей $\eta_i = 0,28 \dots 0,35$, $g_i = 10,5 \dots 13,5$ МДж/кВт ч.

9.2. Механические потери.

Часть индикаторной мощности двигателя затрачивается на преодоление механических потерь (внутренние потери) $N_{м.п}$

$$N_{м.п.} = N_{тр.} + N_r + N_{в.м.} + N_v + N_k$$

где $N_{тр.}$, N_r , $N_{в.м.}$, N_v , N_k – мощность, затрачиваемая соответственно на трение, на процесс газообмена, на привод вспомогательных механизмов (топливного, водяного, масляного насосов, вентилятора, генератора и др.), на перетекание заряда в дизелях с разделёнными камерами сгорания, на привод компрессора.

По аналогии с индикаторной мощность формула для **мощности механических потерь** может быть записана в следующем виде:

$$N_{м.п.} = p_{м.п.} V_h n i / (30\tau)$$

где $p_{м.п.}$ – среднее давление механических потерь.

Механический КПД показывает, какая доля индикаторной мощности превращается в эффективную:

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

на номинальном режиме:

для двигателя в искровом зажигании $\eta_m = 0,75 \dots 0,92$;

для дизелей без наддува $\eta_m = 0,7 \dots 0,82$;
 для дизелей с турбонаддувом $\eta_m = 0,8 \dots 0,9$;
 для газовых двигателей $\eta_m = 0,75 \dots 0,85$.

9.3. Эффективные показатели.

Среднее эффективное давление P_e – условное постоянное давление в цилиндре двигателя, при котором работа, произведённая в них за один такт, равнялась бы эффективной работе за цикл.

$$P_e = P_i - P_{m.п} = \eta_v \cdot \rho_k \cdot \eta_e \cdot H_u / (\alpha L_o)$$

На номинальном режиме:

для двигателя с искровым зажиганием $P_e = 0,6 \dots 1,3$ МПа.
 для дизеля без наддува $P_e = 0,55 \dots 0,85$ МПа.
 для дизеля с турбонаддувом $P_e = 0,8 \dots 2$ МПа.
 для газовых двигателей $P_e = 0,5 \dots 0,75$ МПа.

Эффективная мощность N_e – мощность двигателя, снимаемая с коленчатого вала:

$$N_e = N_i - N_{m.п.}$$

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

$$\text{где } P_e = P_i - P_{m.п.}$$

Эффективный крутящий момент M_k ($H \cdot M$) – средний за цикл момент, передаваемый от коленчатого вала силовой передаче трайлера или автомобиля:

$$M_k = 9550 N_e / n,$$

Так как

$$N_e = M_k 10/10^3$$

где $\omega = \pi n / 30$

Эффективный КПД η_e – отношение количества теплоты, превращённой в работу на валу двигателя Q_e , ко всей подведённой за цикл $Q_{ц.}$

$$\eta_e = Q_e / Q_{ц.} = N_e / N_i = P_e / P_i$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_m.$$

Тогда эффективная мощность может быть определена по зависимости:

$$N_e = \eta_v \cdot \rho_k \cdot \eta_e \cdot H_u \cdot V_h \cdot n \cdot i / (\alpha \cdot L_o 30\tau)$$

где η_v – коэффициент наполнения, ρ_k – плотность воздуха, η_e – эффективный КПД, H – низшая теплота сгорания топлива, α – коэффициент избытка воздуха, L_o – теоретическое количество воздуха для полного сгорания топлива.

у двухтактных двигателей будет меньше из-за потери объема заряда во время газообмена:

$$V_{п} = (0,1 \dots 0,38) V_h,$$

Из формулы N_e видно, что эффективная мощность зависит не только от индикаторной мощности, но и от мощности механических потерь ($N_{мп}$), которая в общем виде складывается из следующих составляющих:

$$N_{мп} = N_{тр} + N_{г} + N_{вм} + N_{в} + N_{к},$$

где $N_{тр}$ - мощность, затрачиваемая на трение в трущихся деталях;
 $N_{г}$ - мощность, затрачиваемая на газообмен;
 $N_{вм}$ - мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных механизмов;
 $N_{в}$ - мощность, затрачиваемая на перетекание заряда в отдельных камерах сгорания;
 $N_{к}$ - мощность, затрачиваемая на привод компрессора.
 Мощность механических потерь зависит от условного давления механических потерь $P_{мп}$:

$$N_{мп} = \frac{P_{мп} \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30\tau};$$

$$P_{мп} = P_i - P_e,$$

Условное давление механических потерь представляет собой сумму его составляющих:

$$P_{мп} = P_{тр} + P_{г} + P_{вм},$$

Для примера величины составляющих мехпотерь представлены в табл. 16.4.

Таблица 16.4

Вид потерь	Бензиновый ДВС $\epsilon = 6$		Дизель $\epsilon = 16$	
	МПа	%	МПа	%
Потери на газообмен	0,025	19	0,025	14
Потери на привод вспомогательных механизмов.	0,007	6	0,0108	6
Потери на трение в механизме газораспределения.	0,0108	8	0,0108	6
Потери на трение в коренных подшипниках.	0,029	22	0,043	24
Потери на трение в цилиндропоршневой группе.	0,057	44	0,09	50
Суммарные механические потери	0,129	100	0,18	100
Среднее эффективное давление.	0,933		0,846	
Механический КПД	0,878		0,825	

Из таблицы видно, что на трение идет до 80% потерь, а на газообмен и привод вспомогательных механизмов оставшиеся 20%.

степени повышения давления в компрессоре (ρ_0 – плотность при атмосферном давлении).

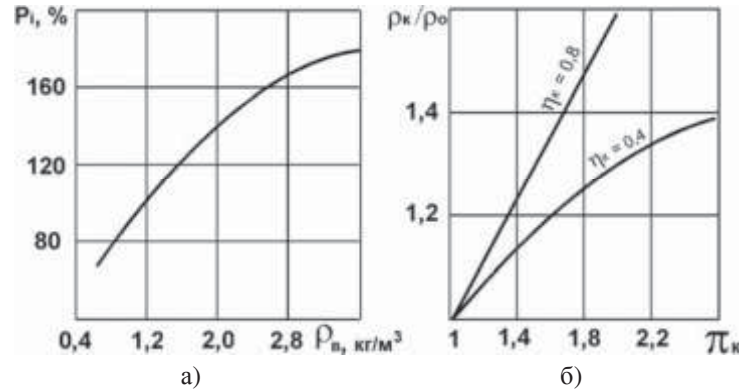


Рис.16.2. Влияние плотности воздуха на P_i (а) и степени повышения давления в компрессоре (б) на относительную плотность воздуха

Таким образом, наддув является одним из основных факторы испытания ДВС.

Коэффициент наполнения η_v , входящей в формулу (16.2), зависит в свою очередь от многих факторов:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}, \quad (16.4)$$

Эти факторы хорошо освещены в литературе [1; 2; 3], а также смотрите лекцию 3. За счет η_v (который находится в пределах 0,75...0,95) существенно увеличить мощность не удастся.

Остается еще один фактор повышения мощности: частота вращения коленчатого вала (η). Это второй основной фактор форсирования двигателя, однако он ограничивается силами инерции возвратно движущихся и вращающихся частей ДВС. Таким образом, частота вращения как средство форсирования двигателя ограничена условиями долговечности, допустимого износа и вибрации, а также ростом механических потерь. Одним из главных лимитирующих параметров является средняя скорость поршня:

$$C_p = \frac{Sn}{30}, \quad \text{м/с;}$$

где S - ход поршня, от которого зависит также объем цилиндра.

При увеличении диаметра цилиндра и числа цилиндров увеличиваются масса и габаритные размеры двигателя.

Из формулы N_i видно, что при уменьшении тактности τ с 4 до 2 мощность двигателя теоретически, при прочих равных условиях, может быть увеличена вдвое, чего на самом деле не происходит, так как h_i , отнесенная к ходу поршня,

Эффективный удельный расход топлива g_e , г/кВт ч.

$$g_e = G_t \cdot 10^3 / N_e,$$

$$g_e = 3.6 \cdot 10^3 / (\eta_e H_u).$$

На номинальной мощности:

для двигателя с искровым зажиганием $\eta_e = 0,25 \dots 0,33$, $g_e = 230 \dots 370$ г/кВт ч.

для дизелей без наддува $\eta_e = 0,35 \dots 0,42$, $g_e = 225 \dots 270$ г/кВт ч.

для дизелей с наддувом $\eta_e = 0,38 \dots 0,46$, $g_e = 180 \dots 220$ г/кВт ч.

для газовых двигателей $\eta_e = 0,23 \dots 0,30$, $g_e = 12 \dots 17$ МДж/кВт ч.

ЛЕКЦИЯ 11. ФОРСИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

План

- 10.1. Способы форсирования ДВС
- 10.2. Способы наддува

10.1. Способы форсирования ДВС.

Увеличение мощности двигателей без изменения его размеров (D, S, i) называется форсированием:

Рассмотрим зависимость мощности двигателя от различных параметров

$$N_e = \frac{1}{30} \cdot \frac{H_u}{L_o} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \frac{V_h \cdot i}{\tau} \cdot \rho_k \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot n, \text{ кВт}$$

где H_u - низшая теплота сгорания (для дизеля $H_u=42,705$ МДж/кг), L_o - теоретически необходимое количество воздуха ($L_o=14,4$ кг), η_i - индикаторный КПД, α - коэффициент избытка воздуха, V_h - рабочий объем цилиндра (дм^3), i - количество цилиндров, τ - тактность (для четырехтактных ДВС $\tau=4$), ρ - плотность воздуха (кг/м^3), η_v - коэффициент наполнения, n - частота вращения коленчатого вала (мин^{-1}). η_m – механический КПД ($\eta_m^{\text{max}} = 0.9$).

Анализируя составляющие этой зависимости видно, что $\frac{H_u}{L_o} \approx 2,94$ и фак-

тически не изменяется от вида нефтяных топлив, $\eta_i/\alpha \approx 0,4$ и за последние 100 лет совершенствования ДВС эта величина изменилась на 4...6%, $\eta_v=0,75...0,95$ и увеличить мощность за счет этого коэффициента не представляется возможным. Следовательно, мощность существенно можно изменить за счет плотности воздуха в цилиндре (ρ_k) и частоты вращения коленчатого вала (n). Таким образом форсировать двигатель можно только за счет n и ρ_k .

Увеличение частоты вращения коленчатого вала приводит к возрастанию динамических нагрузок на детали двигателя, поскольку, сила инерции возвратно – поступательно движущихся масс поршневого комплекта равна

$$P_j = m R \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cos 2\varphi),$$

где m – масса возвратного поступления движущихся частей, R – радиус

кривошипа, $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, n – частота вращения коленчатого вала, φ – угол поворота кривошипа, $\lambda_k = R / c$, L – длина шатуна.

Сила инерции вращающихся масс в двигателе равна:

$$P_c = m R \omega^2$$

Таким образом увеличение частоты вращения коленчатого вала приводит к возрастанию инерционных сил в квадрате.

Увеличение плотности воздуха в цилиндре возможно повышение его давления на впуске за счет наддува

разованием.		
Вихрекамерные	1,15	2,8
Предкамерные	1,2	2,8...3,2
Бензиновые, карбюраторные.	0,75...0,8	1,15
Бензиновые с впрыском	1,2	0,9...0,95

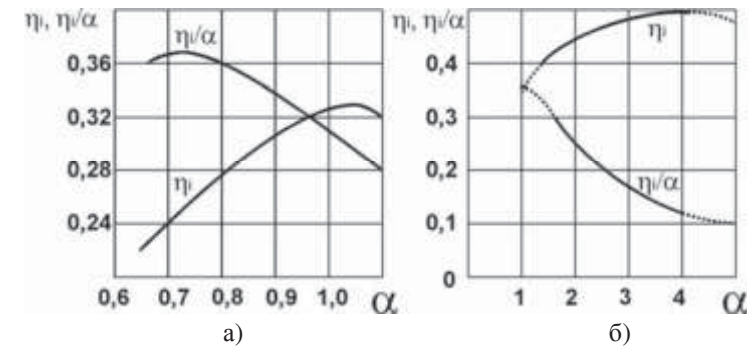


Рис.16.1. Влияние коэффициента избытка воздуха на η_i , η_i/α бензинового (а) и дизельного (б) ДВС.

Значение индикаторного КПД приведены в табл. 16.3.

Таблица 16.3

Индикаторный КПД различных ДВС	
Тип двигателя	η_i^{max}
Бензиновые двигатели	0,29...0,36
Дизели без наддува	0,42...0,48
Дизели с турбонаддувом	0,48...0,51

Принимая $\eta_i^{\text{max}} = 0,48$, $\alpha_{\text{min}} = 1,2$, можно видеть, что $\eta_i/\alpha = 0,4$. За последние 100 лет развития ДВС величина η_i увеличилась всего на 4...6%. Однако характер изменения этого отношения (рис. 1) для дизелей и бензинового двигателя различен.

Следующим важным фактором, влияющим на мощность, является плотность воздуха на впуске (ρ); для двигателя с наддувом плотность равна:

$$\rho_k = \rho_k \cdot 10^6 / (R_v \cdot T_k), \text{ кг/м}^3;$$

где P_k - давление наддува;

P_o - атмосферное давление;

ρ_o - плотность воздуха при атмосферном давлении $\rho_o = 1,2 \text{ кг/м}^3$;

ρ_k - плотность воздуха после компрессора;

Плотность воздуха на впуске можно увеличить наддувом двигателя, который может увеличить мощность. Влияние плотности воздуха на среднее индикаторное давление показано на рис. 2а, где наглядно видно. Что увеличивая плотность с 1,2 до 2, то есть на 60%, давление p_i , а значит мощность двигателя можно увеличить на 40%. Плотность воздуха, как видно из рис. 2б, зависит от

ЛЕКЦИЯ 16. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА МОЩНОСТНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВС.

16.1 Влияние конструктивных факторов.

Эффективная мощность ДВС (N_e) - это разность между индикаторной (N_i) и мощностью механических потерь ($N_{мп}$):

$$N_e = N_i - N_{мп}$$

Для определения влияния различных факторов на эффективную мощность рассмотрим, как они влияют на N_i и $N_{мп}$.

Индикаторная мощность равна

$$N_i = \frac{1}{30} \cdot \frac{H_u}{L_o} \cdot \frac{V_h \cdot i}{\tau} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \rho \cdot \eta_v \cdot n,$$

Проанализируем это выражение.

Отношение низшей теплоты сгорания (H_u) к количеству воздуха, теоретически необходимого для сгорания одного килограмма топлива H_u/L_o , практически не зависит от вида топлива (см. табл. 16.1).

Таблица 16.1

Теплота сгорания различных топлив

Вид топлива	H_u , МДж/кг, МДж/м ³	L_o , кг
Авиабензин	44,38 МДж/кг	14,9
Автобензин	43,96 МДж/кг	14,8
Керосин	42,9 МДж/кг	14,5
Дизельное топливо	42,705 МДж/кг	14,4
Спирт этиловый	25,9 МДж/кг	8,4
Газ нефтяной сжиженный	45 МДж/м ³	14,8
Газ природный сжатый	48,9 МДж/м ³	14,8
Водород жидкий	120 МДж/кг	34,6

При анализе таблицы видно, что повлиять на мощность отношением H_u/L_o практически не представляется возможным, поскольку $H_u/L_o \approx 2,943$ для большинства топлив, за исключением водорода.

Отношение индикаторного КПД (η_i) к коэффициенту избытка воздуха (α) может повлиять либо за счет увеличения η_i , либо за счет снижения α .

Минимизация α ограничена процессом сгорания и пределом дымления, и ее величина может быть изменена в ограниченных пределах (табл. 16.2; рис. 16.1).

Таблица 16.2

Тип смесеобразования	α_{min} (режим N_{eH})	α_{min} (режим $N_{e=0}$)
Дизели с объемно-пленочным и объемным смесеобразованием.	1,2	4
Дизели с пленочным смесеоб-	1,1	3,6...4

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^4}{R \cdot T_k} \quad \text{кг/м}^3, \quad \rho_k = \frac{3480 p_k}{t_k + 273} \quad \text{кг/м}^3$$

где ρ_k - давление после компрессора (МПа)

R - газовая постоянная

t_k - температура после компрессора ($^{\circ}\text{C}$)

Увеличение плотности воздуха приводит к возрастанию расхода воздуха позволяет, при повышении цикловой подачи топлива, увеличить мощность двигателя

$$G_b = \frac{3.6 \cdot V_h \cdot i \cdot n \cdot \rho_k}{30\tau} \quad \text{кг/ч}$$

Наддув двигателя приводит к повышению давления и температуры в цилиндре.

10.2. Способы наддува двигателей.

Для наддува двигателей используется несколько способов: скоростной, инерционный и за счет предварительного сжатия воздуха в нагнетателе.

Скоростной – применяется на гоночных автомобилях, в них используется энергия скоростного потока движущего автомобиля.

Инерционный наддув – осуществляется за счет настройки на резонанс колебательных явлений массы воздуха на впуске и выпуске. При правильном выборе геометрических размеров трубопроводов мощность двигателя можно увеличить на 25...35%. Например при настройке на четвертую гармонику колебаний период колебаний будет равен

$$T = 720/4 = 180^{\circ}$$

Тогда длина трубопровода

$$l_{mp} = \frac{120 \cdot V \cdot T}{2800 \cdot n_n} = \frac{120 \cdot 342 \cdot 180}{2800 \cdot 2100} = 1,25 \text{ м,}$$

где V - скорость звука ($V=342 \text{ м/с}$)

n_n - номинальная частота вращения коленчатого вала (в нашем случае принята $n_n=2100 \text{ мин}^{-1}$)

Такая система реализована на двигателе ЯМЗ-240 и Д-240.

При настройке на резонансе выше 6^й гармоники диапазон частот вращения (n_n) расширяется, но эффект наддува резко снижается.

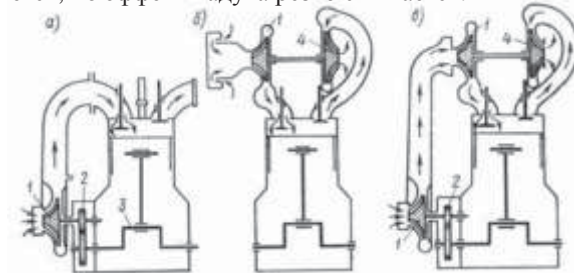


Рис.10.1. Системы наддува двигателей. а – приводной компрессор; б – турбокомпрессор; в – комбинированный наддув.

Предварительное сжатие воздуха в нагнетателе может осуществляться

- а) приводным компрессором с жестким приводом,
- б) компрессором с газовым приводом-турбокомпрессором.
- в) комбинированная система.

В приводном компрессоре энергия отбирается от двигателя (Рис10.1 а) и они могут быть центробежные, поршневые и роторные (ЯМЗ-204, 206)

При увеличении P_k , затраты мощности на привод, увеличивается T_k , в результате плотность воздуха увеличивается незначительно. Поэтому такой способ не нашел широкого распространения.

Газотурбинный наддув в основном применяется на современных автотракторных ДВС (ЧТЗ, ЯМЗ, АМЗ, СМД, ВгМЗ и др) (Рис.10.1.б).

На одном валу располагается колесо компрессора 1 и турбины 4.

При работе двигателя во время такта выпуска, отработавшие газы через открытый выпускной клапан 3 направляются на турбинное колесо заставляя его

вращаться со значительной частотой $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \approx 1300 \dots 3000$ 1/с. Через вал (ротор) вращение передается компрессорному колесу 1, лопасти которого засасывает воздух, сжимают до давления P_k и направляют его через открытый впускной клапан в цилиндр двигателя. При этом температура на впуске также повышается.

В комбинированной системе (Рис.10.1.в) первой ступенью является приводной компрессор, а второй – газотурбокомпрессор.

Температура после компрессора равна:

$$T_k = T_0 (P_k / P_0)^{(n-1)/n}$$

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

Где T_k - температура после компрессора (К), T_0 - температура окружающей среды (К), p_k - давление надува (Мпа), P_0 - давление окружающей среды (МПа), n_k - показатель политропы сжатия в компрессоре (для центробежных $n_k=1,4 \dots 2,0$), Δt - подогрев свежего заряда во впускной магистрали ($\Delta t=0 \dots 10^0$ С), γ - коэффициент остаточных газов, T_r - температура газов на выпуске.

Для повышения кпд турбокомпрессора, патрубки выпуска должны быть как можно короче, а режим потока газов делают импульсным, что реализуется попарным соединением выпускных коллекторов, так для 4^х цилиндрической двигатель соединяют 1 и 4 и 2 и 3 цилиндры.

Повышение температуры воздуха на впуске (T_a) естественно ведет к снижению его плотности, поэтому для повышения эффективности надува последовательно компрессору устанавливают охладители наддувного воздуха (О.Н.В.). Система промежуточного охлаждения воздуха может состоять из теплообменников:

- а) воздух – воздух;
- б) воздух – масло;
- в) воздух – охлаждающая жидкость.

Шум форсируется на расстоянии 1м от двигателя, он не должен превышать 80 дБ (А).

Влияние различных факторов на шум и вибрацию см. лекцию 19.

Нормы удельных выбросов для тракторов по различным нормативам приведены в таблицах 14.2 – 14.4 [9-12].

Нормы удельных выбросов для тракторных двигателей.

Таблица 14.2.

Параметры	Нормы выброса г/кВт ч и срок внедрения					Средние выбросы отеч. дизелей.
	ГОСТ 17.2.205-86 17.2.202-86	По проекту правил ЦЭ ООН	Евро-1 01.10.95	Евро-2 01.10.95	Евро-3 01.10.98	
Окислы азота NO _x	22	9,2	8	7	5,4	20...30
Окислы углерода CO	10	5...6,5	4,5	4,0	<4,0	10...35
Углеводороды C _x H _y	3,5	1,3	1,1	1,1	<1,1	7...34,9
Твёрдые частицы	--		0,36	0,15	0,88	--
Дымность % при расходе воздуха 120 л/с	40					
Более 200 л/с, %	33					12...37

Норма удельных выбросов для легковых автомобилей.

Таблица 14.3.

Токсичные вещества	Нормы выброса в г/км и срок внедрения			
	Евро-1 1993	Евро-2 1996	Евро-3 2000/2001	Евро-4 ~ 2005
CO дизеля		2,0	0,64	0,5
CO искр. зажигания	2,72	2,2	2,3	1,0
C _x H _y + NO _x дизель		0,7	0,56	0,3
искр. зажиг.	0,97	0,5	0,2	--
C _x H _y			0,2	0,1
NO _x	--	--	0,5	0,25
Твёрдые части PM.	0,14	0,08	0,05	0,025

Норма удельных выбросов для грузовых автомобилей.

Таблица 14.4.

Токсичные вещества	Нормы выброса в г/км.			
	Евро-1	Евро-2	Евро-3	Евро-4
NO _x	8	7	5	2,56
CO	4,5	4,0	2,1	2,76
C _x H _y	1,1	1,1	0,66	0,41
Твёрдые части	0,36	0,15	0,1	0,08

О влиянии различных факторов на токсичность см. лекцию 19.

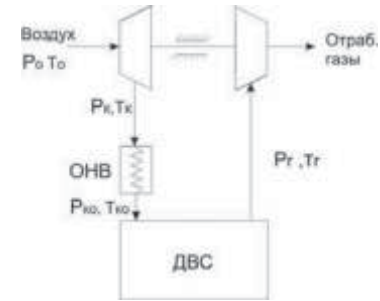


Рис.10.2. Турбонадув с промежуточным охлаждением воздуха.

Применение охладителей наддувочного воздуха может увеличить мощность на 20 и более процентов.

Преимущество и недостатки газотурбинного наддува (Г.Т.Н)

Преимущества Г.Т.Н.

При Г.Т.Н. количество воздуха автоматически изменяется от нагрузки. Чем больше нагрузка (P_e , N_e) тем больше часовой расход топлива, больше температура T_c , расход и скорость отработавших газов, а значит больше частота вращения турбины и компрессора и как следствие возрастает расход воздуха.

При одинаковой индикаторной мощности, потери мощности у Г.Т.Н. меньше, чем и приводных нагнетателей. Кроме того для привода турбокомпрессора идет бросовая энергия отработавших газов, т.е идет утилизация энергии отработавших газов, поэтому механический КПД у них на 4...6% выше, чем у приводных компрессоров.

Недостатки Г.Т.Н.

Применение турбокомпрессора приводит к увеличению шума высокого тона. Так как увеличивается P_a , T_a , то повышается силовые и термические нагрузки в двигателе за счет возрастания P_z , T_z .

Подробнее о форсировании двигателей можно познакомиться в литературе [1, 2, 3, 4].

ЛЕКЦИЯ 11. КИНЕМАТИКА КШМ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.

План.

- 11.1. Перемещение поршня.
- 11.2. Скорость поршня.
- 11.3. ускорение поршня.

Задачами кинематики кривошипно-шатунного механизма (КШМ) является определение перемещение скорости и ускорения поршня.

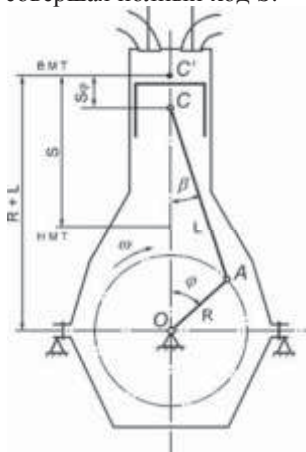
Расчет этих величин производится в зависимости от угла поворота кривошипа φ при допущениях:

$$w = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} = \text{const}, \quad \varphi = \omega t \text{ или } \varphi = 6\pi t$$

где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, с^{-1} ; n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Ниже приводится методика кинематического расчета центрального кривошипно-шатунного механизма однорядного двигателя. Расчет дезаксиального КШМ и V-образных двигателей приводится в специальной литературе [1, 2, 3, 4, 5].

Рассмотрим схему центрального КШМ двигателя рис. 11.1. Поршень перемещается от верхней мертвой точки (ВМТ.) до нижней мертвой точки (НМТ.) совершая полный ход S .



Шатун совершает переносное движение вместе с поршневым пальцем и качается вокруг поршневого пальца. Угол отклонения шатуна β от оси цилиндра определим из соотношения треугольника ACO на основании теоремы синусов:

$$\sin\beta/\sin\varphi = R/L_{\text{ш}} = \lambda_{\text{к}} \quad \sin\beta = \lambda_{\text{к}} \sin\varphi$$

Наибольшее отклонение шатуна

$$\beta_{\text{max}} \leq 15 \dots 17^\circ \text{ будет при } \varphi, \text{ равным } 90 \text{ и } 270^\circ.$$

Рис. 11.1. Схема центрального КШМ.

11.1. Перемещение поршня.

При повороте кривошипа на угол φ , перемещение поршня составит S_x (рис.).

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

тогда

$$S_\varphi = R + L - R \cos\varphi - L \cos\beta$$

14.4. Показатели износостойкости.

Износостойкость – это способность испытываемого образца, детали или сопряжения деталей, оказывать сопротивление изнашиванию, т.е. процессу постепенного изменения таких показателей как размеры, формы, массы, зазоры в сопряжении деталей и др.

Скорость изнашивания ($\text{tg } \alpha$) – это отношение значений износа ко времени, в течении которого произошло изменение.

Коэффициент износостойкости – это отношение удельной износостойкости деталей, сопряжения в определённых условиях (изменение конструкции, технологии, материала) к удельной износостойкости исходной.

Удельная износостойкость – это величина обратная скорости изнашивания.

Интенсивность изнашивания – это отношение величины износа к пути трения (или объёму выполненной работы).

Ресурс сопряжения подсчитывается по формуле:

$$R = S_{\text{пред.}} - S_{\text{нач.}} / \text{tg } \alpha$$

Где $S_{\text{нач.}}$, $S_{\text{пред.}}$ – начальный и предельный зазор в сопряжении соответственно; $\text{tg } \alpha$ – скорость изнашивания.

Долговечность это свойство объекта сохранять работоспособность до наступления предельного состояния, количественно определяется в часах и зависит от скорости изнашивания.

Для автомобильных двигателей ресурс до капитального ремонта в часах оценивается из условий средней скорости движения автомобиля ориентировочно 50 км/ч. Например фирма «Deutz» для двигателя BF6M-1015с при $N_e = 300\text{кВт}$, $n = 2000\text{мин}^{-1}$, указывает пробег 1 млн.км, значит ресурс до капитального ремонта составляет 20 тыс.ч.

Ресурс отечественных такторных дизелей определён ГОСТ 20000-82. Дизели тракторные и комбайновые. Основные параметры. Общие технические требования.

После 1990г. ресурс отечественных двигателей должен быть 10-12 тыс. моточасов.

Зарубежные фирмы назначают свой ресурс в пределах:

Фирма «Caterpillar» – 10-22 тыс.ч. по испытаниям в России – 9300ч.

Фирма «Comatsu» – 10-12 тыс.ч.

Фирма «Kummins» – 10-15 тыс.ч.

По данным фирмы «Case» – (Кейс интернейшнел). Затраты на ремонт через 6 лет эксплуатации трактора увеличиваются в 36 раз, расход топлива в 2 раза, цена снижается в 2 раза. Поэтому при наработке 800 часов в год срок эксплуатации не должен превышать 5-6 лет.

14.5. Экологические показатели двигателей.

Экологические показатели ДВС характеризуются выбросом вредных веществ дымностью отработавших газов, а также уровнем шума и вибрации.

14.3. Удельные параметры дизелей.

Литровая мощность – эффективная мощность, приходящаяся на единицу рабочего объёма (кВт/л), называется литровой мощностью.

$$N_{л} = N_e / V_h i = P_e n / 30 \tau = n / 30 \tau \quad H_u / L_o \quad \eta_i / \alpha \quad \eta_v \eta_m \rho_k$$

Учитывая, что для дизельных топлив: $H_u = 42.7$ МДж/кг, $L_o = 14.4-14.7$. В основном для автотракторных двигателей применяются четырёхтактные двигатели $\tau = 4$.

$$N_{л} = P_e n / 120 = 0,0245 (\eta_i / \alpha) \eta_v \eta_m \rho_k n$$

Анализ параметров современных дизелей показывает, что литровая мощность лучших образцов составляет 20-29 кВт/л при частоте вращения 2100...2000 мин-1, для отечественных двигателей $N_{л} = 15...22$ кВт/л, для бензиновых ДВС $N_{л} = 20...45$ кВт/л. Если считать предельными значениями для дизелей $n = 2500$ мин-1, $\eta_i = 0.51$, $\eta_m = 0.9$, $\eta_e = 0.46$, $\rho_k = 2$ кг/м³, $\eta_v = 0.95$, $\alpha = 2$, то предельное значение литровой мощности будет равно 37 кВт/л.

Удельная поршневая мощность – это мощность двигателя, отнесённая к площади всех его поршней:

$$N_{п} = N_{ен} / F_{п} i = (P_e n / 120) S = N_{л} S, \text{ кВт} / \text{дм}^2$$

Поскольку скорость поршня:

$$C_{п} = Sn / 30, N_{п} = P_e C_{п} / \tau$$

Для 4-тактного ДВС $N_{п} = 0,25 P_e C_{п}$, что характеризует тепловую и динамическую напряжённость деталей двигателей.

Для современных зарубежных дизелей удельная поршневая мощность достигла величины 42...46 кВт/дм². Для отечественных 18...37 кВт/дм², для бензиновых ДВС $N_{п} = 15...35$ кВт/дм².

Литровая масса – масса сухого двигателя, отнесённая на один литр рабочего объёма:

$$m_{л} = m_{дв} / V_h i, \text{ кг/л. Для отечественных дизелей } m_{л} = 70...145 \text{ кг/л.}$$

Для зарубежных двигателей $m_{л} = 54...96$ кг/л. для бензиновых ДВС $m_{л} = 40...150$ кг/л

Литровая масса характеризует совершенство конструкции, а также качество и свойства материалов, идущих на изготовление.

Удельная масса – масса сухого двигателя, приходящаяся на один кВт его максимальной мощности, она характеризует лёгкость конструкции и степень форсирования.

$$m_N = m_{дв} / N_{ен} = m_{дв} 120 / P_e V_h i n, \text{ кг/кВт.}$$

Для отечественных двигателей $m = 4.6...8$ кг/кВт; для зарубежных двигателей $m_N = 2.46...8.2$ кг/кВт., для бензиновых ДВС $m_N = 1,2...6$ кг/кВт

В практических расчетах эта точная формула неудобна, так на перемещение зависит от двух переменных величин φ и β . Поэтому чаще пользуются приближенной формулой, в которой переменная β выражена через φ на основе биннома Ньютона.

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda_k^2 \sin^2 \varphi}$$

Разлагая правую часть по биному Ньютона и пренебрегая членами выше второго порядка, вследствие их молодости, получим

$$\cos \beta \approx 1 - \lambda_k^2 / 4 + (\lambda_k^2 / 4) \cos 2\varphi$$

тогда

$$CO = R \cos \varphi + L_{ш} - R \lambda_k / 4 + (R \lambda_k / 4) \cos 2\varphi$$

окончательно получим

$$S_x = R [(1 - \cos \varphi) + \lambda_k / 4 (1 - \cos 2\varphi)]$$

Из формулы видно, что перемещение поршня состоит из перемещения первого порядка

$$S_x = R (1 - \cos \varphi)$$

и перемещение второго порядка

$$S_{x2} = (R \lambda_k / 4) (1 - \cos 2\varphi)$$

При

$$\varphi = 0^\circ$$

$$S_x = 0$$

$$\varphi = 90^\circ$$

$$S_x = R (1 + \lambda_k / 2)$$

$$\varphi = 180^\circ$$

$$S_x = 2R = S$$

Величина $R \lambda_k / 2$ называется поправкой Ф. Брикса, сущность, которой состоит в том, что за первые 90° поворота кривошипа поршень проходит большой путь на величину $(1 + \lambda_k / 2)$, чем за последующие 90°.

На рисунке 11.2 представлены кривые перемещения поршня S_φ в зависимости от угла поворота кривошипа.

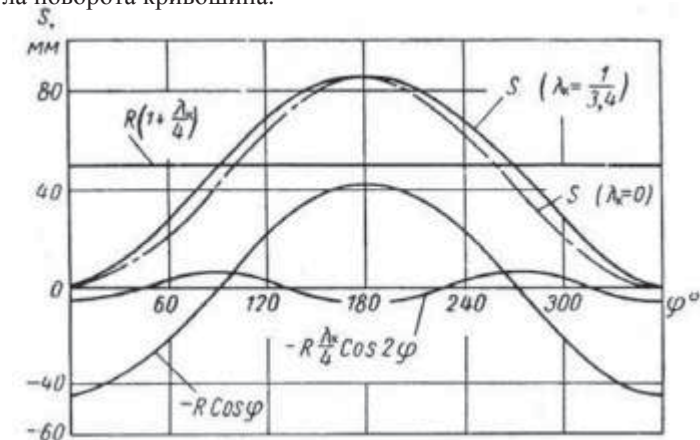


Рис. 11.2. Кривые перемещений поршня.

11.2. Скорость поршня.

Скорость поршня W можно определить проинтегрировав выражение перемещения поршня S_x по времени

$$W_{\text{п}} = \frac{ds_x}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{ds_x}{d\varphi} = \omega \frac{ds_x}{d\varphi}$$

или

$$W_{\text{п}} = \omega R (\sin\varphi + \lambda_k/2 \sin 2\varphi) \quad \text{м/с}$$

При повороте кривошипа на угол

$$\begin{aligned} \varphi = 0^\circ & \quad W_{\text{п}} = 0 \\ \varphi = 90^\circ & \quad W_{\text{п}} = \omega R \\ \varphi = 180^\circ & \quad W_{\text{п}} = 0 \\ \varphi = 270^\circ & \quad W_{\text{п}} = -\omega R \end{aligned}$$

Для практических расчетов и сравнения высокооборотности двигателя используют среднюю скорость поршня

$$W = \frac{Sn}{30} \quad \text{м/с.}$$

Для современных автотракторных двигателей

$$W_{\text{п}} = 5 \dots 15 \text{ м/с.}$$

Зависимость скорости поршня от угла поворота кривошипа представлена на рис. 11.3.

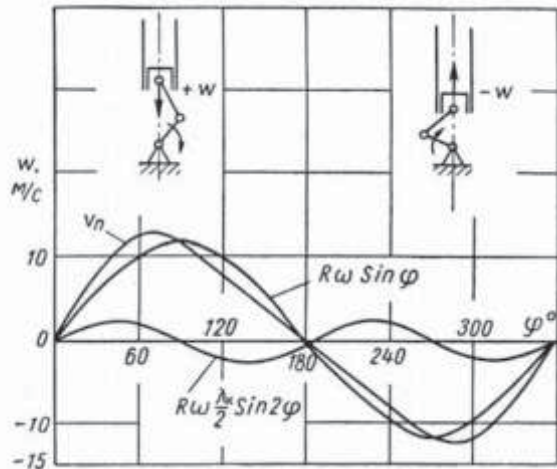


Рис. 11.3. Кривые скорости поршня.

11.3. Ускорение поршня.

Ускорение поршня $j_{\text{п}}$ можно определить проинтегрировав выражение скорости по времени

$$j_{\text{п}} = \frac{dW_{\text{п}}}{dt} = \frac{dW_{\text{п}}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dW_{\text{п}}}{d\varphi} \cdot \omega$$

$$j_{\text{п}} = \omega^2 R (\cos\varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \text{ м/с}^2$$

где G_T – часовой расход топлива кг/ч, H_u – теплота сгорания МДж/кг, η_e – эффективный КПД, η_m – механический КПД.

Для дизельного топлива $H_u \approx 42,7$ МДж/кг.

Изменение этих параметров для современных дизелей приведено в таблице 14.1.

Таблица 14.1.

Тип дизеля	η_m	η_e	η_i	g_e , г/кВт ч
Дизель без наддува	0,7...0,8	0,36...0,42	0,51...0,52	235...202
Дизель с турбонаддувом	0,78...0,88	0,38...0,45	0,49...0,51	223...188

Наименьшее значение удельного расхода топлива, по рекламным данным, достигнуто фирмой Deutz: $g_e = 205$ г/кВт ч; $g_{e \text{ min}} = 193$ г/кВт ч. [12].

Соотношение удельных расходов топлива на коррекционной ветви и номинале находится в интервале $g_{e \text{ min}} / g_{e \text{ н}} = 0,91 \dots 0,96$.

Согласно ГОСТ 20000-88 после 1995г., отечественные двигатели должны иметь $g_e < 215$ г/кВт ч, ближе всех к этому подошли двигатели Алтайдизеля, ЯМЗ.

За последние 30 лет у лучших зарубежных тракторных двигателей удельный расход топлива снизился на 26-27%, у отечественных на 17-18%, т.е. они находятся на уровне, что был у зарубежных конструкций 15-20 лет назад. Для обеспечения номинального удельного расхода топлива 205 г/кВт ч, эффективный КПД должен быть

$$\eta_e = 3600 / g_e H_u = 3600 / 205 \cdot 42,7 = 0,41.$$

Для этого необходимо, чтобы $\eta_m = 0,9 \dots 0,85$, $\eta_i = 0,45$. При современном состоянии автотракторной техники (предельные значения $\eta_i = 0,51$, $\eta_m = 0,9$ и $\eta_e = 0,46$) предельным значением удельного расхода нефтяных топлив следует считать 183...184 г/кВт ч.

Расход смазки характеризуется часовым, относительным и удельным расходом.

Относительный расход масла:

$$C = G_m / G_T \cdot 100\%,$$

Где G_m – часовой расход масла, кг/ч; G_T – часовой расход топлива, кг/ч.

Для лучших образцов двигателей $C = 0,2 \dots 0,3\%$, для отечественных 0,35...0,5%.

Удельный расход масла:

$$\text{Суд} = 1000 G_m / N_e, \text{ г/кВт ч.}$$

Для отечественных двигателей Суд = 1,2...2,4 г/кВт ч, для зарубежных Суд = 0,7...1,0 г/кВт ч. Согласно ГОСТ 20000-88 после 1995г. расход масла должен быть $C \leq 0,3\%$.

Коэффициент снижения мощности $N_{em} / N_{en} \approx 0,7...0,73$.

Коэффициент запаса крутящего момента:

$$\mu = M_{max} - M_H / M_H \cdot 100\%.$$

Коэффициент приспособляемости:

$$K_M = M_{max} / M_H; \quad K_M = 1,12...1,15,$$

Коэффициент снижения частоты.

$$n_M/n_H \approx 0,5...0,7, \quad n_{xx}/n_H \approx 0,92...0,95.$$

10-15 лет назад, наметилась тенденция применения на тракторах двигателей с постоянной мощностью (ДПМ) на отечественных и зарубежных конструкциях [1, -4], хотя попытки применения ДПМ были сделаны с нашей стране на ЧТЗ и ЧИМЭСХ в 1969г. [5, 6, 7, 8].

Для двигателя с постоянной мощностью $K_M = 1,25...1,55$. (Рис. 14.2).

Исследование сельскохозяйственных и промышленных тракторов показали, что применение ДПМ с коэффициентом запаса крутящего момента 30-50% являются эффективным средством повышения их тягово-экономических показателей, приемистости и производственных показателей [1,2]. Повышается тяговая мощность на 3...8%, топливная экономичность на 4...10%, интенсивность разгона в 1,2-2,5 раза.

Использование ДПМ на гусеничных тракторах с ГМТ при заблокированном гидротрансформаторе способствует повышению тяговой мощности на 11-12%, топливной экономичности на 10...11%, интенсивности разгона на 30...40%.

Применение ДПМ обеспечивает в среднем повышение производительности и уменьшение расхода топлива на единицу выполненных работ с/х тракторов на 6...8% (сменной – на 8...12%), промышленных тракторов – на 15-25%.

Для с/х тракторов общего назначения рациональными параметрами МТУ является коэффициент запаса крутящего момента 40-45% при энергонасыщенности тракторов 13...15 кВт/т, число рабочих передач 3-4 (гусеничные тракторы), 3х при (1-2й транспортных передачах) колёсные тракторы. Интервал между ступенями по передаточным числам должен составлять 20-25%.

Это нашло применение на тракторах фирмы Катерпиллер, Каменс и Фиат-Аллис ДПМ с двумя уровнями мощности, причём автоматический переход с одного уровня на другой обусловлен выбором рабочей передачи в трансмиссии и осуществляется путём оперативной перерегулировки топливной аппаратуры.

14.2. Экономические показатели двигателя.

Экономические показатели двигателей характеризуются расходом топлива и смазки.

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = G_t \cdot 1000 / N_e, \text{ г/кВт ч}; \quad g_e = 3600 / H_u \eta_m \eta_i; \quad g_e = 3600 / H_u \eta_e, \text{ г/кВт ч}$$

Зависимость ускорения поршня j_n в зависимости от угла поворота кривошипа показано на рис. 11.4.

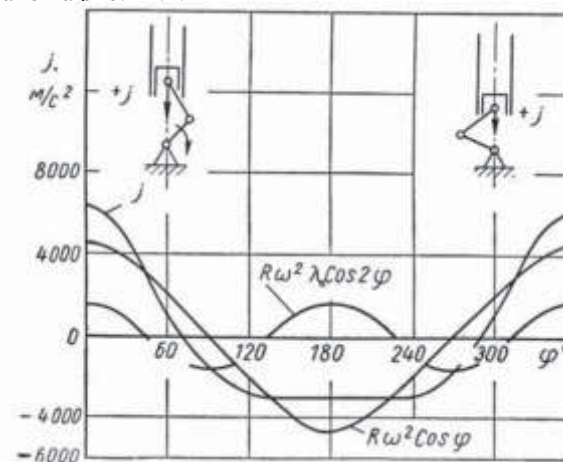


Рис. 11.4. Кривые ускорений поршня.

Из графиков ускорения поршня видно,

что при $\varphi = 0(360^\circ) - j_n = R\omega^2(1 + \lambda_k)$

величина j_n - достигает максимального положительного значения при

$$\varphi = 180^\circ \quad j_n = -\omega^2 R(1 - \lambda_k)$$

величина j_n - достигает максимального отрицательного значения, причём абсолютная величина в ВМТ. $0(300^\circ)$ больше, чем НМТ (180°).

ЛЕКЦИЯ 12. ДИНАМИКА КШМ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.

План.

- 12.1. Силы давления газов на поршень.
- 12.2. Силы инерции.
- 12.3. Суммарные силы, действующие в КШМ.

При работе двигателя детали кривошипно-шатунного механизма (КШМ) подвергаются действию сил давления газов в цилиндре, сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, сил инерции вращающихся масс, сил трения между сопряженными деталями и сил тяжести.

При динамических расчетах автотракторных двигателей обычно силы трения и силы тяжести не учитываются.

12.1. Силы давления газов на поршень

возникают в цилиндре и воспринимаются поршнем, стенками и головкой цилиндра. Сила от давления газов на поршень будет равна (Рис. 12.1)

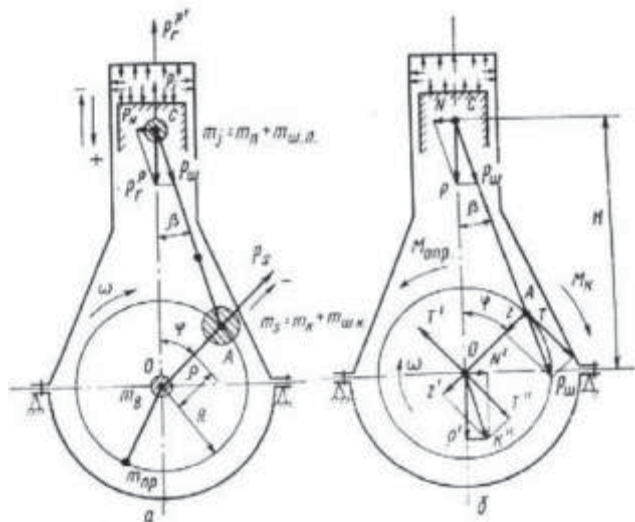


Рис. 12.1. Силы и моменты, действующие в центральном кривошипно-шатунном механизме:

а – силы давления газов и силы инерции; б – суммарные силы, действующие в звеньях и подшипниках коленчатого вала.

$$P_r = \rho_r \cdot F_n = \rho_r \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \rho_r \cdot 0,785 d^2, \text{ кН.}$$

где F_n – площадь поршня,
 d – диаметр цилиндра,
 ρ_r – избыточное давление газов в цилиндре.

$$\rho_r = \rho_r' - \rho_0,$$

чен. Оборудование, не обслуживающее дизель, должно быть отключено или снято, а в случае, если оно не предусмотрено конструкцией, должно работать без нагрузки. Капот должен быть снят.

Мощность нетто определяют у дизелей, предназначенных для экспорта.

4. Приведённая мощность нетто N_{e0}^{Net} – мощность нетто при давлении сухого воздуха 99 кПа и температура окружающего воздуха 25° С.
5. Максимальная мощность нетто $N_{e,max}^{Net}$ – наибольшее значение мощности нетто, полученная во время испытаний.
6. Максимальная мощность $N_{e,max}$ – наибольшее значение эффективной мощности установленного на испытательном стенде дизеля при положении органов управления регулятора частоты вращения, соответствующем полной подаче топлива.

Эффективная мощность двигателя определяется зависимостями

$$N_e = \eta_v \rho_k \eta_e N_u n V_h i / (\alpha L_o 30\tau), \text{ кВт}$$

Где P_e – среднее эффективное давление, МПа; $V_h i$ – литраж двигателя, л; n – частота вращения, мин⁻¹; η_v – коэффициент наполнения, ρ_k – плотность воздуха, кг/м³; η_e – эффективный КПД; N_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; α – коэффициент избытка воздуха; L_o – теоретическое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива; τ – тактность двигателя.

Крутящий момент двигателя определяется по зависимости:

$$M_H = 9550 N_{eH} / n_H, \text{ Н м}$$

$$M_{max} = 9550 N_{eM} / n_M, \text{ Н м}$$

Где M_H – величина момента на режим номинальной мощности; M_{max} – максимальный момент (Н м); N_{eH} – номинальная мощность, кВт; N_{eM} – мощность при максимальном моменте, кВт; n_H, n_M – частота вращения при номинальной мощности и максимальном моменте соответственно, мин⁻¹. (Рис. 14.1.).

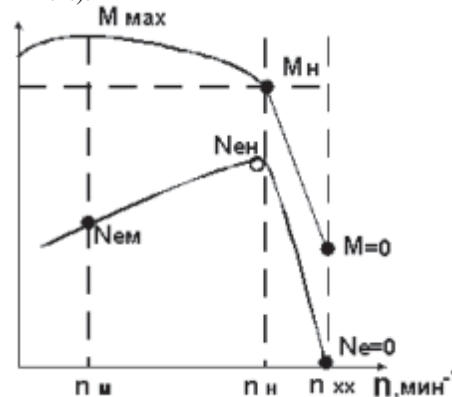


Рис.14.1. Значение мощностей и моментов по скоростной характеристике.

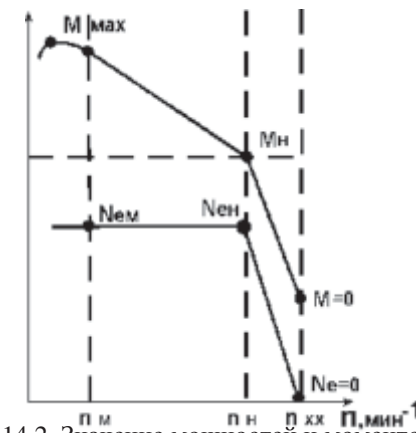


Рис. 14.2. Значение мощностей и моментов по скоростной характеристике двигателя постоянной мощности.

ЛЕКЦИЯ 14. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ДВС.

План.

- 14.1. Мощностные показатели.
- 14.2. Экономические показатели.
- 14.3. Удельные параметры.
- 14.4. Показатели износостойкости.
- 14.5. Экологические показатели.

К основным показателям технического уровня ДВС принято относить: мощностные показатели, экономические, удельные параметры, показатели износостойкости и экологические.

14.1. Мощностные показатели.

В соответствии с ГОСТ 18509-88 «Дизели тракторные и комбайновые» различают номинальную мощность, эксплуатационную мощность, мощность нетто, максимальную мощность.

1. Номинальная мощность $N_{e,ном}$ – назначаемая предприятием-изготовителем эффективная мощность дизеля при номинальной частоте вращения, положении органов управления регулятора частоты вращения, соответствующем полной подачи топлива, стандартных атмосферных условиях, температуре и плотности топлива; дизель, установленный на испытательном стенде, должен быть без вентилятора, воздухоочистителя, глушителя шума выпуска и впуска, искрогасителя, выпускной трубы и нейтрализатора отработавших газов, а также без оборудования, потребляющего мощность дизеля, но его не обслуживающего.
2. Эксплуатационная мощность $N_{e,э}$ – назначаемая предприятием-изготовителем эффективная мощность дизеля при номинальной частоте вращения, положении органов управления регулятора частоты вращения, соответствующем полной подачи топлива, стандартных атмосферных условиях, температуре и плотности топлива; дизель, установленный на испытательном стенде, должен быть укомплектован всем оборудованием, его обслуживающим, независимо от того, установлено оно на дизеле или тракторе, сельскохозяйственном комбайне или другой самоходной сельскохозяйственной машине, для которой этот дизель предназначен; оборудование, не обслуживающего дизель, но потребляющего его мощность, должно быть отключено или снято, а в том случае, если это не предусмотрено конструкцией, должно работать без нагрузки.
3. Мощность нетто N_e^{Net} – эффективная мощность установленного на испытательном стенде дизеля при положении органов управления регулятора частоты вращения, соответствующем полной подаче топлива; дизель должен быть укомплектован всем оборудованием, его обслуживающим, в том числе радиатором системы охлаждения, независимо от того, установлено оно на дизели или тракторе (комбайне, другой сельскохозяйственной машине), для которого этот дизель предназна-

ρ_r' – абсолютное давление газов в цилиндре (МПа), определяется по индикаторной диаграмме;

ρ_o – атмосферное давление, $\rho_o = 0,1$ МПа.

12.2. Силы инерции, действующие в кривошипно-шатунном механизме разделяют на два вида:

Силы инерции от возвратно-поступательно движущихся масс и центробежные силы от вращающихся масс.

Силы инерции от возвратно-поступательно движущихся масс равна

$$P_j = -m_j \cdot j = m_j \cdot R \cdot \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_k \cdot \cos 2\varphi),$$

где m_j – масса совершающая возвратно-поступательное движение,

j – ускорение, которое мы определили в предыдущей лекции.

Для упрощения m_j условно считают сосредоточенной на оси поршневого пальца, там же сосредоточена часть массы шатуна, которая совершает поступательное движение.

$$m_j = m_n + m_{шп}$$

$m_{пк}$ – масса поршневого комплекта

$m_{шп}$ – масса шатуна совершающая поступательное движение, $m_{шп} = (0,2 \dots 0,3) m_{ш}$; $m_{ш}$ – масса шатуна.

Для удобства анализа силу инерции P_j раскладывают на две силы:

$$P_j = P_{j1} + P_{j2};$$

где $P_{j1} = -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cos \varphi$ сила инерции первого порядка;

$$P_{j2} = -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \lambda_k \cos 2\varphi \quad \text{сила инерции второго порядка.}$$

Сила P_{j1} – изменяется по закону косинусоиды и имеет период изменения один оборот коленчатого вала (360° пкв), а P_{j2} – по закону косинуса двойного угла, а период изменения – пол-оборота (180° пкв).

Абсолютное значение силы инерции второго порядка в 3,5...4,5 меньше силы инерции первого порядка, так как в уравнение входит величина $\lambda_k = 1/3,5 \dots 1/4,5$. Сила инерции действует по оси цилиндра, она положительна - если направлена к оси коленчатого вала.

12.3. Суммарные силы, действующие в КШМ.

Таким образом на поршень действует суммарная сила P

$$P = P_r + P_j$$

Суммарная сила будет действовать по оси цилиндра и приложена в центре поршневого кольца.

Суммарную силу P можно разложить на две составляющие:

действующую вдоль шатуна силу $P_{ш}$, которая сжимает или растягивает шатун:

$$P_{ш} = P / \cos \beta.$$

Силу N направленную перпендикулярно оси цилиндра (нормальную силу), которая попеременно прижимает поршень к левой и правой стенке цилиндра (перекладка поршня)

Уравновешивание двигателей с различным числом и расположением цилиндров.

Число и расположение цилиндров	Расположение кривошипов	Угол развала	Угол между кривошипами	Угол между вспышками	Порядок работы цилиндров	Неуравновешенные силы			Неуравновешенные моменты			Применяется на ДВС
						ΣP_c	ΣP_{j1}	ΣP_{j2}	ΣM_c	ΣM_{j1}	ΣM_{j2}	
4P		-	180°	180°	1-3-4-2 1-2-4-3	0	0	не уравни.	0	0	0	СМД-14, Д-240, ГАЗ-24, Д-160 (ЧТЗ), АЗЛК, ВАЗ, ИЖ
6P		-	120°	120°	1-5-3-6-2-4 1-4-2-6-3-5 1-3-5-6-4-2	0	0	0	0	0	0	СМД-81, Д-260, А-01, ГАЗ-52, ЗИЛ-164, Д-6, Cat, Kom, Cum
6V		90°	120°	90-150° 90-150° 90-150°	1-4-2-5-3-6	0	0	0	не уравни.	не уравни.	не уравни.	СМД-60,62,64, 6ДМ-21Н, Deutz.
8V		90°	90°	90°	1-3-7-2-6-5-4-8 1-5-4-2-6-3-7-8	0	0	0	Прот. умах-ка и носка к/в		0	ЯМЗ-238, 8ДВТ-330, 8ДМ-21-А
12V		75°	120°		1-12-5-8-3-10-6-7-2-11-4-9	0	0	0	0	0	0	ЯМЗ-240

Более подробно с уравновешиванием двигателей можно познакомиться в литературе [1, 2, 3].

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

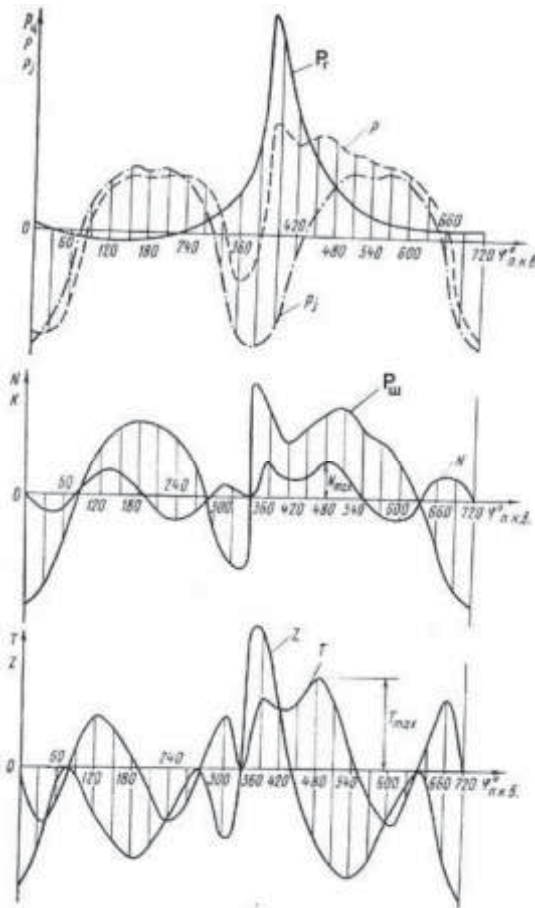
Сила $P_{ш}$ действующая через шатун нагружает шатунную шейку коленчатого вала (Рис. 12.1б), которую также можно разложить на две составляющие: действующую силу Z вдоль кривошипа

$$Z = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

и действующую перпендикулярно кривошипу силу T (тангенциальную)

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

Развернутые диаграммы сил, действующих в КШМ приведены на рис.12.2



На шатунную шейку еще действует центробежная сила $P_{сш}$ равная

$$P_{сш} = m_{шв} \cdot R \cdot \omega^2,$$

где $m_{шв}$ – масса шатуна участвующая во вращательном движении,

$$m_{шв} = 0,725 m_{ш},$$

$m_{ш}$ – масса шатуна.

Таким образом, на шатунную шейку и подшипник действуют результирующая сила R

$$R_{ш} = P_{ш} + P_{сш}$$

Векторно складывая их находят полярную диаграмму называемую Годографом сил на шатунную шейку (Рис. 12.4.) или подшипник (Рис.12.5).

Рис. 12.2. Развернутые диаграммы суммарных сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме.

Сила инерции левого цилиндра направлена от центра вращения, а правого к центру вращения, поэтому равнодействующая этих сил равна

$$R_{j2} = \sqrt{(P_{j2}^n)^2 + (P_{j2}^t)^2} = \sqrt{2} m_1 R \lambda_k \omega^2 \cos 2\varphi$$

и действует в горизонтальной плоскости, изменяется по гармоническому закону, не уравнивается и передается на опоры.

Уравновешивание 4^х цилиндрических двигателей.

У 4^х цилиндрических V-образных двигателей с расположением кривошипов под углом 90° и порядком работы 1-2-4-3 (двигатель МеМЗ –966) силы инерции первого порядка и центробежные силы взаимно уравновешены.

$$\sum P_{j1} = 0; \quad \sum P_c = 0.$$

В этих двигателях силы инерции второго порядка моменты $\Sigma M_1, \Sigma M_2, \Sigma M_c$ не уравниваются.

Уравновешивание 6^{ти} цилиндрических, V-образных двигателей, с углом развала 90°, с расположением кривошипов под углом 120° (двигатель СМА-60, порядок работы цилиндров 1-4-2-5-3-6). У таких двигателей все силы инерции взаимноуравновешены.

$$\sum P_{j1} = 0; \quad \sum P_{j2} = 0; \quad \sum P_c = 0,$$

а моменты уравниваются противовесами на коленчатом валу.

Уравновешивание 8^{ми} цилиндрических, V-образных двигателей, с расположением цилиндров под углом 90° и с расположением кривошипов под углом 90°. Такое расположение применяется на двигателях ЯМЗ-238, 8ДВТ-330, ЗИЛ-130, ГАЗ-66.

Все силы у этих двигателей взаимноуравновешены

$$\sum P_{j1} = 0; \quad \sum P_{j2} = 0; \quad \sum P_c = 0.$$

$\Sigma M_c, \Sigma M_1$ – уравновешены противовесами установленные коленчатого вала.

$$\Sigma M_2 = 0$$

Сравнение уравновешенности наиболее распространенных двигателей приведены в таблице. Из таблицы видно, что самым уравновешенным рядным двигателем является – шестицилиндровый с углом между кривошипами 120°, из V-образных – 12^{ти} цилиндровый с таким же расположением кривошипов и с углом развала цилиндров 75°.

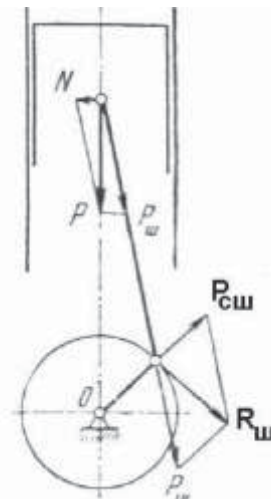


Рис.12.3. Силы, действующие на шатунную шейку.

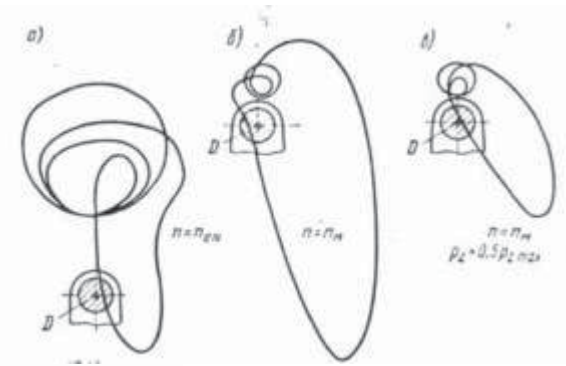


Рис. 12.4. Полярные диаграммы нагрузки на шатунную шейку при различных режимах работы двигателя.

Для анализа, расчета параметров слоя смазки обычно используют полярные диаграммы (годографы), действующих на подшипник (рис.12.5). Величина и характер изменения силы, действующей на шатунный подшипник ДВС в течение всего цикла (90%), является следствием инерционной составляющей и только небольшую часть цикла – газовой составляющей (360 ... 390° пкв). Сила, действующая на шатунный подшипник в период преобладающего влияния инерционной составляющей, незначительно изменяет свою величину в течение цикла. Годограф в этот период имеет форму эллипса, величина осей которого зависит от частоты вращения коленчатого вала (рис.12.5г). Максимальная сила, действующая на шатунный подшипник, с увеличением нагрузки (p_c) и угла опережения впрыска топлива (θ) возрастает, а с увеличением частоты вращения коленчатого вала уменьшается (рис.12.5 а,б,в).

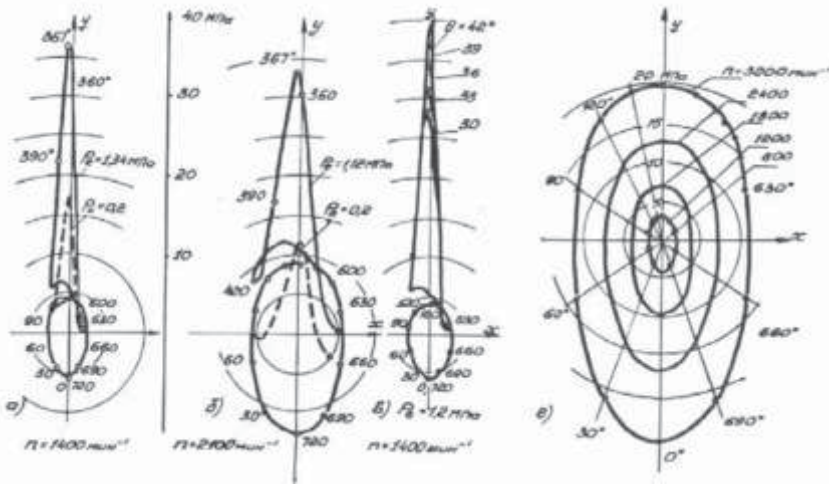
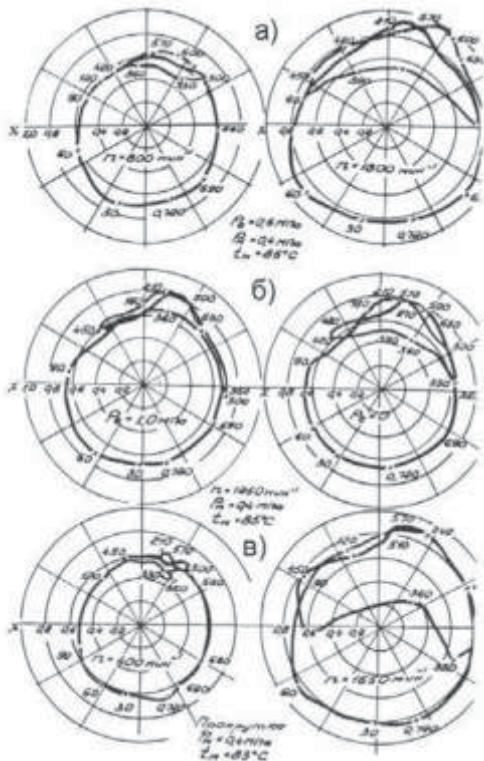


Рис.12.5. Годографы силы, действующей на шатунный подшипник при различных режимах работы двигателя Д-6 (г – только силы инерции).



От характера и величины сил, действующих на шатунный подшипник, зависит и перемещение центра шейки в зазоре подшипника (рис.12.6).

При увеличении частоты вращения коленвала (Рис.12.6. а,в) траектория движения центра вала становится полнее, т.е. снижается толщина смазки. При увеличении нагрузки (Рис. 12.6. б) траектория изменяется только в петле максимальных усилий.

Сравните их по рисунку 12.5. и 12.6.

Рис.12.6. Траектория движения центра шатунной шейки.

13.4. Уравновешивание V-образных двигателей.

Уравновешивание 2^х цилиндрического V-образного двигателя с углом развала $\gamma = 90^\circ$.

В V-образных двигателях цилиндры располагаются под углом 75 и 90°. Рассмотрим уравновешивание двигателя с углом развала 90° (рис. 13.5).

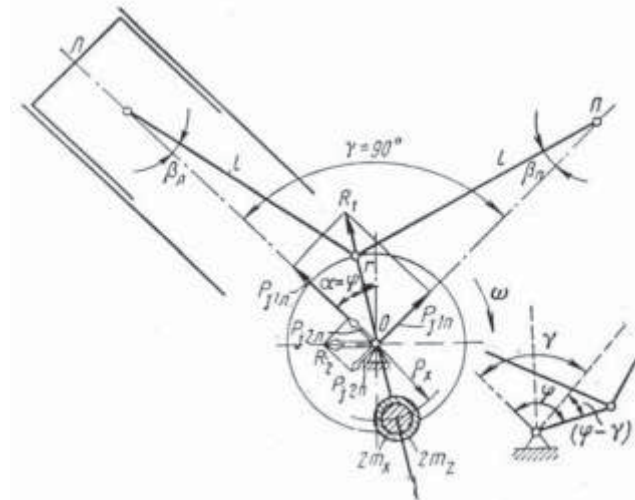


Рис.13.5. Уравновешивание двухцилиндрового V-образного двигателя с углом развала $\gamma = 90^\circ$.

Центробежная сила P_c направлена по кривошипу и может быть уравновешена с помощью противовеса массой m_x на расстоянии r_p, p_x

$$P_c = m_c R \omega^2 = 2 m_x c p_x c \omega^2.$$

Силы инерции первого порядка левого и правого цилиндров направлены от центра вращения коленчатого вала и соответственно равны.

$$P_{j1}^n = m_j R \omega^2 \cos \varphi;$$

$$P_{j1}^n = m_j R \omega^2 (\cos \varphi - \gamma) = - m_j R \sin \varphi$$

Равнодействующая этих сил будет направлена всегда по радиусу кривошипу и равна

$$R_1 = \sqrt{(P_{j1}^n)^2 + (P_{j1}^n)^2} = m_j R \omega^2$$

и может быть уравновешена с помощью противовеса на противоположном конце кривошипа с массой m_z

$$R_{j1} = 2 m_z p_x \omega^2$$

Сила инерции второго порядка для правого и левого ряда цилиндров соответственно равны

$$P_{j2}^n = m R \omega^2 \lambda_k \cos 2\varphi$$

$$P_{j2}^n = m R \omega^2 \lambda_k \cos (\varphi - \gamma) = - m R \lambda_k \cos 2\varphi$$

уравновешиваются с помощью механизма Ланчестера установленного под первой опорой двигателя на 56%, у двигателя А-41 АМЗ, таким же механизмом установленным под средней опорой коленчатого вала на 60%.

Момент от центробежных сил и сил инерции первого и второго цилиндров равны по величине и противоположны по направлению от этих сил третьего и четвертого цилиндров, поэтому

$$\sum M_c = 0; \quad \sum M_1 = 0.$$

Момент от сил инерции 2^{ого} порядка не создаются так силы направлены в одну сторону

$$\sum M_2 = 0$$

Уравновешивание шестицилиндрового двигателя.

В шестицилиндровых рядных двигателях кривошипы расположены под углом 120° (рис. 13.4).

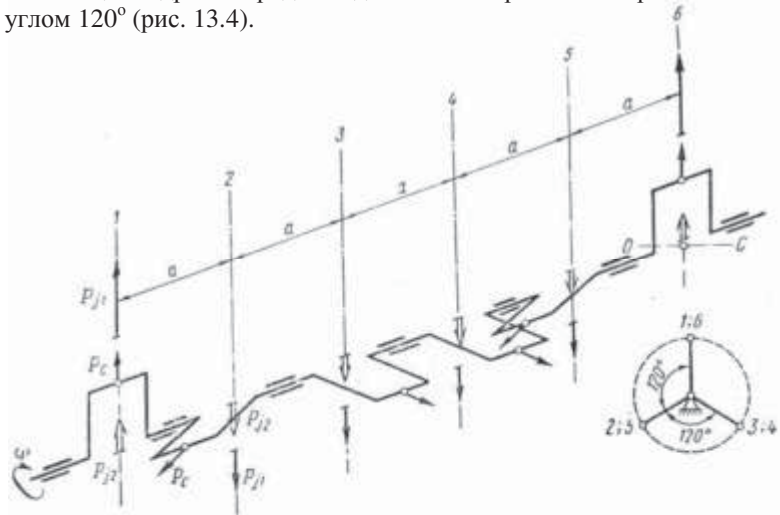


Рис.13.4. Уравновешивание шестицилиндрового рядного двигателя с кривошипами под углом 120°.

С позиций уравновешенности этот двигатель самый лучший из рядных поскольку у него все силы и моменты взаимно уравновешены, т.е.

$$\sum P_{j1} = 0; \quad \sum M_1 = 0.$$

$$\sum P_{j2} = 0; \quad \sum M_2 = 0.$$

$$\sum P_c = 0; \quad \sum M_c = 0.$$

Однако коленвал этих двигателей больше подвержен крутильным колебаниям.

Такую схему имеют автомобильный двигатели ГАЗ-51, ЗИЛ-164, ГАЗ-52, тракторные Д-6, Д-260, А-01.

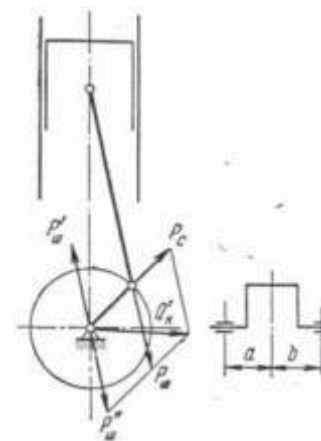
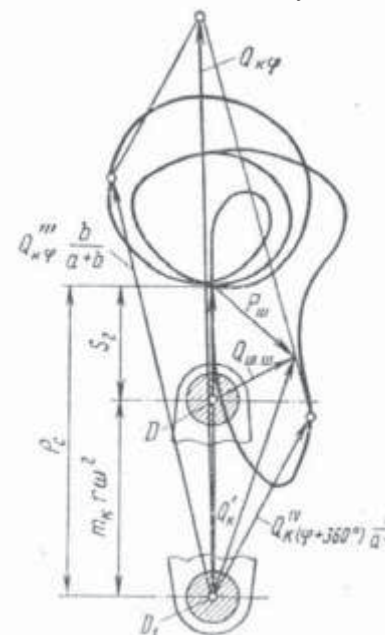


Рис. 12.7. Силы, действующие на коренные подшипники.

Приложив к коренной шейки пару сил $P_{ш}'$ и $P_{ш}''$ и разложив $P_{ш}''$ на две составляющие N' , P' на плече h , получим опрокидывающий (обратный момент) $M_{опр}$, который равен по величине, но противоположный по направлению действующему крутящему моменту.

$$M_{кр} = M_{опр} = -Nh = -T\tau.$$



На коренную шейку и коренной подшипник действует множество сил: так на среднюю опору реакции от $P_{ш}$, реакции от центробежных сил вращающихся частей шатуна $P_{шв}$, реакции центробежных сил от вращательных частей колена коленчатого вала $P_{кв}$, реакции от центробежных сил противовесов. (Рис. 12.8.)

Для каждого положения кривошипа определяют суммарную силу и строят годограф нагрузки.

Рис. 12.6. Полярная диаграмма нагрузки на крайние коренные подшипники.

Анализируя годографы нагрузок (рис.12.9, 12.10) и траектории движения центра вала в зазорах коренных подшипников коленчатого вала двигателя Д-160 ЧТЗ (рис.12.11) можно отметить следующее.

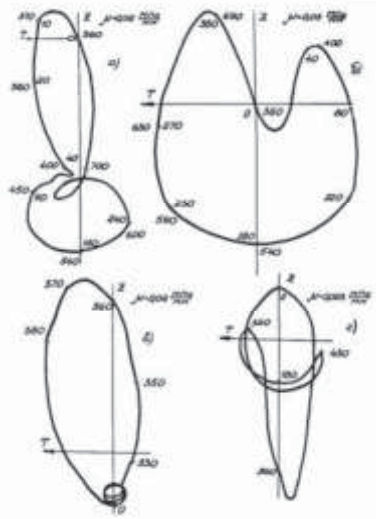


Рис.12.9. Годографы нагрузок на 3-ю (а) и 1-ю (в) шейку и 3-й (б) и 1-й (г) подшипник.

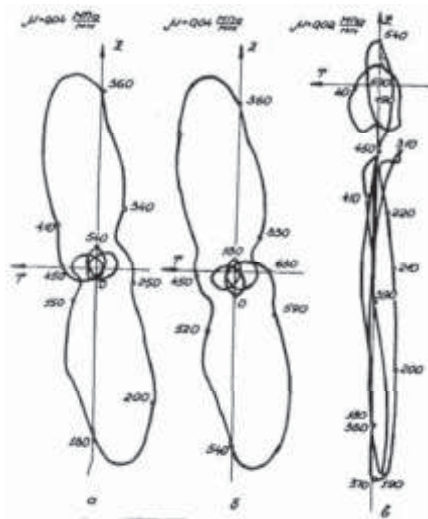


Рис.12.10. Годографы нагрузок на 2-ю (а) и 4-ю (б) шейку и 2-й (в) подшипник.

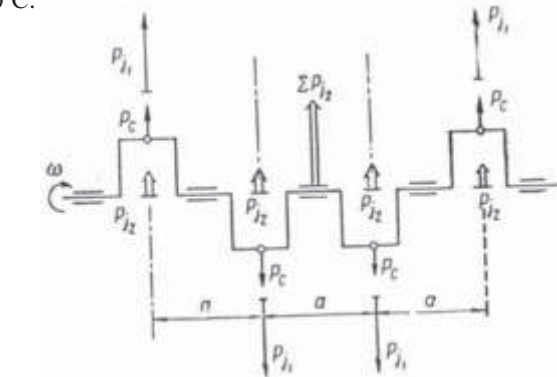
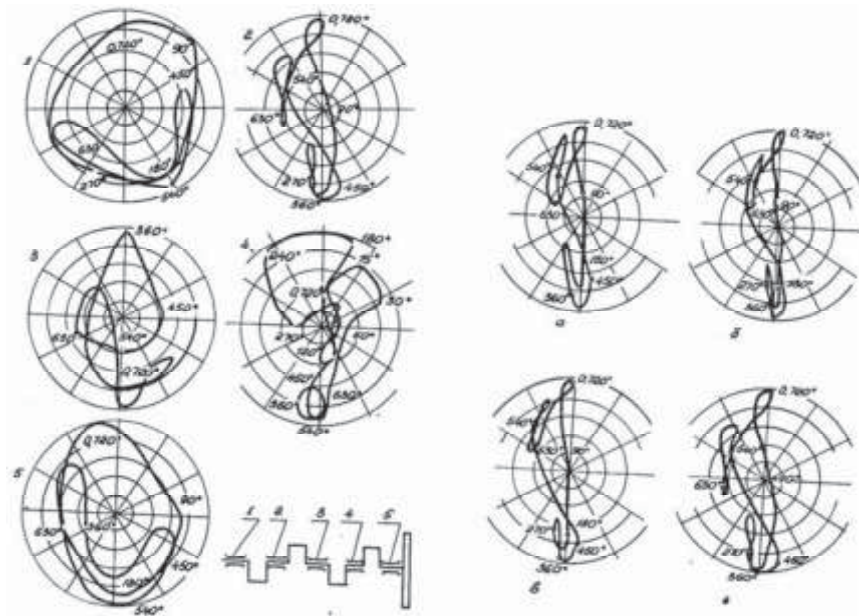


Рис.13.3. Уравновешивание четырехцилиндрового двигателя с плоским валом.

Центробежные силы также равны по величине и противоположны по направлению, т.е.

$$\sum P_c = 0$$

Таким образом, в этом двигателе силы P_{j1} и P_c взаимноуравновешены.

Силы инерции второго порядка равны по величине но действуют в одном направлении, таким образом

$$\sum P_{j2} = 2P_{j2}$$

В этих двигателях P_{j2} как правило не уравновешивается.

Момент от сил инерции 1^{ого} порядка равен

$$M_1 = P_{j1} a.$$

Момент от центробежных сил равен

$$M_c = P_c a.$$

Эти моменты могут быть уравновешены с помощью дополнительных противовесов на крайних щеках коленчатого вала с массой m_z .

Момент от сил инерции второго порядка не создается.

Так например уравновешивается двигатель Д-120.

Уравновешивание 4^х цилиндровых двигателей. с углом расположения кривошипов 180°С.

Порядок работы цилиндров этих двигателей обычно бывает 1-3-4-2 или 1-2-4-3.

Как видно из рис. 3, при таком расположении кривошипов силы инерции первого порядка и центробежные силы равны по величине и противоположны по направлению, т.е. взаимно уравновешены

$$\sum P_{j1} = 0; \quad \sum P_c = 0.$$

Силы инерции второго порядка складываются

$$\sum P_{j2} = 4P_{j2},$$

в автомобильных двигателях ГАЗ-24, УАЗ, ВАЗ и тракторных двигателях Д-240, остаются свободными т.е. не уравновешиваются. У двигателя Д-160 (ЧТЗ)

Так уравнивают силы инерции первого порядка например у двигателя Д-20 (Владимирский тракторный завод).

Поскольку период изменений сил инерции 2-го порядка вдвое меньше, т.е. частота действий в 2 раза больше, то для уравнивания этой силы валы с противовесами необходимо вращать с угловой скоростью вдвое больше, чем коленчатый вал (рис. 1). Силы $S'_{yh} = S''_{yh}$ взаимно уравниваются, а силы $S'_{yv} = S''_{yv}$ направлены в одну сторону, поэтому складываются и всегда будут направлены в противоположную сторону от силы P_{j2} . Поэтому для уравнивания силы инерции второго порядка P_{j2} необходимы чтобы сумма составляющих $S'_{yv} = S''_{yv}$ была равна силе инерции P_{j2} , т.е.

$$P_{j2} = -2 S_{yv} = -2 m_y r_y (2 \omega)^2$$

где m_y – масса противовеса уравнивающего механизма сил инерции второго порядка;

r_y – расстояние от центра вращения до центра массы;

ω – частота вращения коленчатого вала.

Центробежная сила инерции вращающихся масс КШМ, может быть уравновешена с помощью противовеса установленного на продолжении кривошипа, параметры которого соответствуют зависимости

$$P_c = m_{np} r_{np} \omega^2$$

где m_{np} – масса противовеса на коленчатом валу, r_{np} – расстояние от оси коленчатого вала до центра массы противовеса.

13.3. Уравнивание многоцилиндровых рядных двигателей.

Уравнивание 2^x цилиндрического рядного двигателя с кривошипами расположенными под углом 180°.

В 2^x цилиндрическом двигателе силы инерции первого и второго цилиндров равны по величине и противоположны по направлению (рис. 13.2), т.е.

$$\sum P_{j1} = 0$$

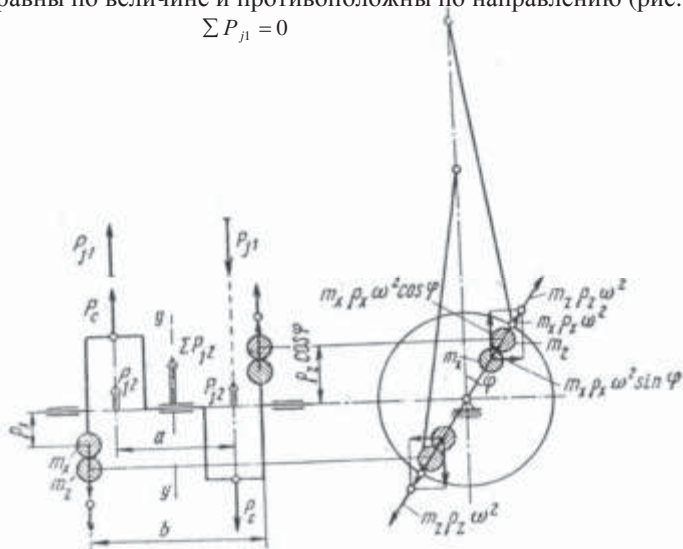


Рис.13.2. Уравнивание двухцилиндрового двигателя с кривошипами, расположенными под углом 180°.

Рис.12.11. Траектории различных шеек.

при $n = 1250$ 1/мин, $p_c = 0,875$ МПа

а) $n = 800$ 1/мин и $p_c = 0,4$ МПа;

в) $n = 950$ 1/мин и $p_c = 0,95$ МПа.

Рис.12.12. Траектории второй шейки:

б) $n = 800$ 1/мин и $p_c = 0,65$ МПа;

г) $n = 1250$ 1/мин и $p_c = 0,875$ МПа.

Траектории шеек [4] по форме напоминают годографы нагрузок на подшипники. Максимальное сближение шеек вала и вкладышей подшипников наблюдается в различных местах по окружности подшипника и зависят от режима работы двигателя. Траектории движения центров валов замерены экспериментально и отражают действительную динамику этих сопряжений. Подробнее о динамике ДВС можно познакомиться в литературе [1, 2, 3]

ЛЕКЦИЯ 13. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВС.

План.

- 13.1. Общие принципы уравнивания.
- 13.2. Уравнивание одноцилиндрового двигателя.
- 13.3. Уравнивание многоцилиндровых рядных двигателей.
- 13.4. Уравнивание V – образных двигателей.

13.1. Общие принципы уравнивания.

Рассмотренные в предыдущей лекции силы, действующие в КШМ можно разделить на два вида: уравниваемые и неуравниваемые.

Уравниваемыми называются силы, равнодействующая которых равна нулю и которые не дают свободного момента. К таким силам относятся сила от давления газов в цилиндре и сила трения.

К *неуравниваемым* силам относятся:

- а) центробежные силы инерции вращающихся масс;
- б) силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс

Неуравниваемые силы постоянны по величине и направлению не вредны для двигателя.

Неуравниваемые силы, переменные по величине и направлению, могут вызвать вибрацию и шум двигателя.

Для устранения вибрации двигатель должен быть динамически уравновешен. Динамическое уравнивание заключается в создании таких условий, когда равнодействующие сил и моменты этих сил постоянны по величине и направлению или же равны нулю. Условие уравниваемости двигателя можно записать в виде

$$\sum P = 0; \quad \sum M = 0.$$

Уравнивание современных автотракторных двигателей осуществляется двумя способами:

а) выбором числа цилиндров, расположенным определенным образом цилиндры и выбором такой схемы расположения кривошипов коленчатого вала, при которых переменные силы инерции и их моменты взаимно уравновешены.

б) создание с помощью дополнительных масс (противовесов) новых сил и моментов равных по величине и противоположных по направлению.

13.2. Уравнивание одноцилиндрового двигателя.

В одноцилиндровом двигателе (рис. 1) действуют следующие неуравниваемые силы:

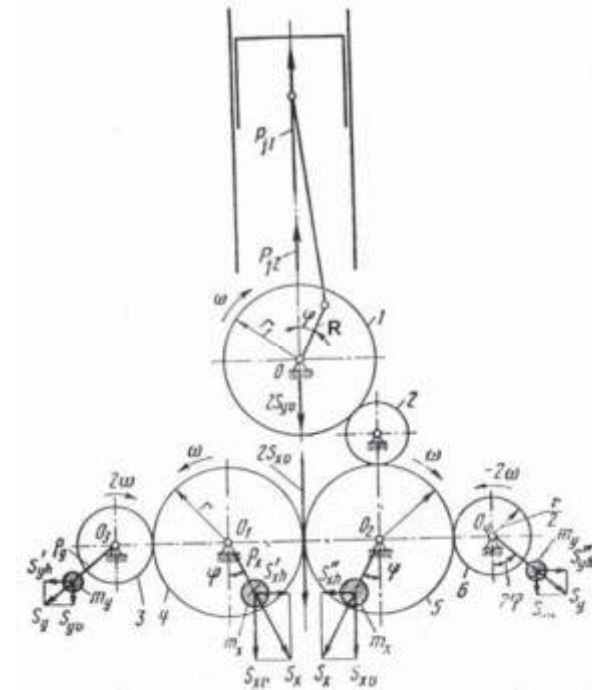


Рис.13.1. Уравнивание одноцилиндрового двигателя с помощью дополнительных валов с противовесами.

Сила инерции возвратно -поступательно движущихся масс КШМ первого порядка

$$P_{j1} = m_j R w^2 \cos\varphi$$

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс КШМ второго порядка

$$P_{j2} = m_j R w^2 \lambda \cos 2\varphi$$

Центробежная сила инерции вращающихся частей КШМ

$$P_c = m_c R w^2$$

Для уравнивания сил инерции первого порядка необходим механизм, имеющий шестерни или валы на которых вращаются противовесы с частотой равной частоте вращения коленчатого вала. Центробежные силы от этих противовесов S'_x и S''_x , можно разложить на две составляющие (рис. 1) S'_{xh} , S''_{xh} , которые будут взаимно уравновешены, а составляющие S'_{xv} , S''_{xv} складываются. Для уравнивания силы инерции подбирают такие массы противовесов m_x , чтобы сумма сил ($S'_{xv} + S''_{xv}$) были ей равны или

$$P_{j1} = -2 S_x = 2 m_x r_x w^2$$

где m_x – масса противовеса уравнивающего механизма сил инерции 1^{ого} порядка;

r_x – расстояние от центра вращения до центра массы противовеса.

Антон Алексеевич Хохлов
Денис Евгеньевич Молочников
Алексей Леонидович Хохлов
Ильмас Рифкатович Салахутдинов

СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ:

краткий курс лекций

для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» - Димитровград: Технологический институт – филиал УлГАУ, 2019.- 61 с.